

# Abschlussbericht des Projekts **Doppel-E-Antrieb**

**Bearbeitet durch folgende Institute der TU Darmstadt:**

- Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau
- Institut für Elektrische Energiewandlung

**Projektlaufzeit:** 01.11.2012 – 31.10.2014

**Förderkennzeichen:** 01 MY12011A



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT



Gefördert durch:



Bundesministerium  
für Wirtschaft  
und Energie

aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages

## INHALT

|     |  |    |
|-----|--|----|
| 1   | Kurze Darstellung zu .....   | 1  |
| 1.1 | Aufgabenstellung .....   | 1  |
| 1.2 | Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben durchgeführt wurde .....   | 2  |
| 1.3 | Planung und Ablauf des Vorhabens.....  | 2  |
| 1.4 | wissenschaftlichem und technischem Stand, an den angeknüpft wurde .....  | 4  |
| 1.5 | Zusammenarbeit mit anderen Stellen .....   | 5  |
| 2   | Eingehende Darstellung .....   | 6  |
| 2.1 | der Verwendung der Zuwendung und des erzielten Ergebnisses im Einzelnen, mit Gegenüberstellung der vorgegebenen Ziele .....              | 6  |
| 2.2 | der wichtigsten Positionen des zahlenmäßigen Nachweises.....   | 67 |
| 2.3 | der Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit.....   | 67 |
| 2.4 | des voraussichtlichen Nutzens, insbesondere der Verwertbarkeit des Ergebnisses im Sinne des fortgeschriebenen Verwertungsplans .....     | 67 |
| 2.5 | des während der Durchführung des Vorhabens dem ZE bekannt gewordenen Fortschritts auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen ..... | 69 |
| 2.6 | der erfolgten oder geplanten Veröffentlichungen des Ergebnisses nach Nr.11. ....   | 70 |
| 3   | Literaturverzeichnis .....   | 72 |

# 1 KURZE DARSTELLUNG ZU

## 1.1 Aufgabenstellung

Steigende Ölpreise und die Verschärfung der gesetzlich zulässigen CO<sub>2</sub>-Emissionen führen seit einigen Jahren zu verstärkten Forschungs- und Entwicklungsarbeiten im Bereich der Elektromobilität. Lokal emissionsfreies Fahren und die Möglichkeit, die erforderliche elektrische Energie aus regenerativen Quellen zu gewinnen machen die Elektromobilität zum Hoffnungsträger für eine umweltfreundliche nachhaltige Mobilität. Im Vergleich mit konventionellen Fahrzeugen, die mit fossilen Kraftstoffen betrieben werden, wird allerdings deutlich, dass Elektrofahrzeuge in den Bereichen Reichweite, Lade- bzw. Tankdauer und Kosten noch erhebliche Defizite aufweisen. Im Wesentlichen hängen diese Defizite mit der Technologie der Akkumulatoren zusammen. Die Energiedichte von aktuellen Li-Ionen Batterien ist bis heute wesentlich geringer als die Energiedichte fossiler Kraftstoffe und die Kosten der Batteriesysteme sind einer der großen Preistreiber in elektrischen Fahrzeugen. Da kurz- und mittelfristig kein Technologiesprung im Bereich der Batterietechnik zu erwarten ist rücken Brückentechnologien wie Plug-In-Hybride und Elektrofahrzeuge mit Range-Extender in den Vordergrund. Es wird erwartet, dass der Marktanteil von Plug-In-Hybridfahrzeugen (PHEV) und elektrischen Fahrzeugen mit Range-Extendern (E-REV) in den nächsten Jahren deutlich wächst und diese somit als Übergangstechnologie und Türöffner hin zur Elektromobilität fungieren.

Der Doppel-E-Antrieb ist ein Antriebsstrangkonzept, das sowohl für rein elektrische als auch für stark hybridisierte Fahrzeuge geeignet ist. Aufgrund der besonderen Eigenschaften wie Mehrgängigkeit im elektrischen Modus, zugkraftunterbrechungsfreies Schalten und hohe Flexibilität im Hybrid-Betrieb bietet es großes Potential in Bezug auf Steigerung der Reichweite, Senkung der Kraftstoffverbrauchs und Erreichen eines Fahrkomforts auf hohem Niveau.

Das Ziel des Projekts Doppel-E-Antrieb ist die Optimierung und Entwicklung des Doppel-E-Antriebsstrangs für ein Fahrzeug der Kompaktklasse. Dazu wurde eine Optimierungsmethodik entwickelt, die es ermöglicht, auf unterschiedlichen Detaillierungsebenen eine auf die Bewertungskriterien optimierte Konfiguration des Antriebsstrangs zu finden. Aufbauend auf den Ergebnissen der Optimierung wurden die E-Maschinen und das Getriebe spezifiziert und ausgelegt.

Am Ende des Projekts sollte ein gesamtheitlich optimierter Antriebsstrang für ein elektrisches oder stark elektrifiziertes Fahrzeug der Kompaktklasse stehen, welches im Vergleich mit aktuellen Antriebssträngen eine erhöhte Systemeffizienz bei vergleichbaren Fahrleistungen verspricht.

## **1.2 Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben durchgeführt wurde**

Das Projekt wurde im Zeitraum vom 01.11.12 bis 31.10.14 von zwei Instituten der TU Darmstadt bearbeitet. Das Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau (IMS) konzentrierte sich auf die Optimierung des Gesamtsystems und die Auslegung des Getriebes, während das Institut für Elektrische Energiewandlung (EW) mit der Optimierung und Auslegung der Elektromaschinen betraut war. Das Projekt wurde gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) und der Projektträger war das Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR). Betreut wurde das Projekt von einem projektbegleitenden Ausschuss (PA) der FVA unter der Leitung von Herrn Dr. Ulrich Knödel von der Firma GETRAG.

Es gab bereits vor dem Projekt einige Arbeiten, die sich grundsätzlich mit dem Konzept des Doppel-E-Antriebs beschäftigt haben. Diese werden in Abschnitt 1.4 aufgelistet.

## **1.3 Planung und Ablauf des Vorhabens**

Der zeitliche Ablauf und die geplanten Meilensteine des Projekts sind in Abbildung 1 dargestellt. Am Anfang des Projekts wurden die Anforderungen analysiert und gemeinsam mit dem PA ein Lastenheft erstellt. Im nächsten Schritt wurde die Optimierungsmethodik erarbeitet und auf Gesamtfahrzeugebene durchgeführt. Aufbauend auf diesen Ergebnissen konnten Optimierungen auf der Ebene des Getriebesystems durchgeführt werden. Im nächsten Abschnitt des Projekts erfolgte die Auslegung der E-Maschinen und des Getriebes anhand der zuvor festgelegten Spezifikationen. Zum besseren Systemverständnis wurden anschließend Parametervariationen durchgeführt. Im letzten Arbeitspaket wurden die Ergebnisse ausgewertet und dokumentiert.

Der Zeitplan wurde eingehalten, auch wenn es immer wieder Iterationsschleifen gab, die im Zeitplan nicht ausdrücklich vorgesehen wurden.



## 1.4 wissenschaftlichem und technischem Stand, an den angeknüpft wurde

Die Idee für den Doppel-E-Antrieb entstand 2009 am IMS und wird seitdem dort verfolgt. Vor Beginn des Projekts gab es eine Reihe von Veröffentlichungen<sup>1</sup> zu diesem Thema:

- Rinderknecht, Stephan; Meier, Torben; Rot, Ivan: *Electric Two-Drive-Transmission with Integrated Parking Lock*. In: 21. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 08. - 10. Oktober 2012, Aachen, Deutschland
- Rinderknecht, Stephan; König, Daniel; Meier, Torben: *Control for a range extender vehicle with multi-speed layshaft transmission*. In: 10th International CTI-Symposium – Innovative Automotive Transmissions and Hybrid & Electric Drives, 05. - 08. Dezember 2011, Berlin, Deutschland.
- Rinderknecht, Stephan; Meier, Torben; Feitzek, Rafael: *Electric Two-Drive-Transmission for E-Vehicles*. In: Internationaler VDI-Kongress Getriebe in Fahrzeugen 2011, VDI-Berichte (2130). VDI Verlag GmbH, Düsseldorf.
- Rinderknecht, Stephan; Meier, Torben; König, Daniel: *Downsizing of the Traction E-Machine by Using the Range Extender Unit*. In: 5th CTI-Symposium – Automotive Transmissions and Drive Trains North America, 16. - 19. Mai 2011, Auburn Hills, USA.

Diese beschreiben die grundsätzliche Idee des Doppel-E-Antriebs und dessen Potentiale in Hinblick auf Effizienz und Funktionsintegration. Weiterhin wurde ein Patent angemeldet, in dem die Antriebsstrang-Architektur des Doppel-E-Antriebs geschützt wird [1].

Eigene Simulationen, aber auch die Untersuchungen Dritter zeigen, dass der Energieverbrauch eines Elektrofahrzeugs durch mehrgängige Getriebe um 5%-16% verringert werden kann [2, 3, 4, 5]. Es existieren unterschiedliche Ansätze, wie ein Mehrganggetriebe in einem Elektrofahrzeug realisiert werden kann. Eine der Grundideen des Doppel-E-Antriebs, das zugkraftunterbrechungsfreie Schalten durch Überblendung der Antriebsmomente zwischen zwei Teilgetrieben, wird in ähnlicher Weise auch im eDCT bzw. 4SED von Oerlikon Graziano und Vocis angewendet [2]. Im Unterschied zum Doppel-E-Antrieb ist dort aber nach aktuellem Kenntnisstand keine Anwendung als Hybridgetriebe geplant.

Bezüglich der Optimierungsmethodik kann das Projekt EVID (Identifikation optimaler Antriebsstränge für Elektrofahrzeuge) [6] als grundlegende Vorarbeit für das Projekt Doppel-E-Antrieb verstanden werden. EVID wurde von den Instituten IMS und EW der TU Darmstadt und vom Institut für Fahrzeugtechnik (IfF) der TU Braunschweig bearbeitet. Ziel und Inhalt war die Entwicklung einer Optimierungsmethode, die das Identifizieren von optimalen

---

<sup>1</sup> Bei internationalen Veröffentlichungen wurde der Doppel-E-Antrieb mit Two-Drive-Transmission bezeichnet.

Antriebsstrangkonfigurationen für Elektrofahrzeuge verschiedener Fahrzeugklassen und -märkte ermöglicht. Das Potential mehrgängiger Antriebsysteme für Elektrofahrzeuge wurde auch in diesem Projekt bestätigt.

Die verwendete Fachliteratur ist in Kapitel 3 aufgeführt.

## **1.5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen**

Wie zuvor erwähnt wurde das Projekt von der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) unterstützt. In regelmäßigen Abständen wurden Treffen mit einem projektbegleitenden Ausschuss organisiert. Zu diesen Treffen wurde diskriminierungsfrei eingeladen, sodass die Ergebnisse des Projekts jedem Interessierten zur Verfügung standen. Diese Treffen dienten zum einen dazu, die Ergebnisse in die Industrie zu tragen, zum anderen gab es wertvollen Austausch und Rückmeldungen, die das Projekt vorangebracht haben. Einzelne Teilnehmer aus dem PA unterstützten die Sachbearbeiter, indem sie Daten und Informationen aus deren praktischer Erfahrung zur Verfügung stellten.

## 2 EINGEHENDE DARSTELLUNG

### 2.1 der Verwendung der Zuwendung und des erzielten Ergebnisses im Einzelnen, mit Gegenüberstellung der vorgegebenen Ziele

#### Aufbau des Doppel-E-Antriebs

Der Doppel-E-Antrieb ist ein Antriebsstrangkonzzept, das sich sowohl für rein elektrische als auch für hybrid-elektrische Fahrzeuge eignet. Die Grundidee ist in Abbildung 2 dargestellt. Anstelle von einer leistungsstarken Elektromaschine (EM) wird das Fahrzeug von zwei EM mit reduzierter Leistung angetrieben. Beide EM sind über ein Teilgetriebe (TG) mit der Antriebsachse verbunden. Die Teilgetriebe haben jeweils zwei Gänge, die über Klauenkupplungen geschaltet werden. Dabei handelt es sich um die einfache und kostengünstige Technologie von automatisierten Handschaltgetrieben (AMT). Durch Anbindung einer Verbrennungskraftmaschine (VKM) in einem der beiden Teilgetriebe ergibt sich ein hybrider Antriebsstrang, der sowohl parallele als auch serielle Hybrid-Modi ermöglicht.

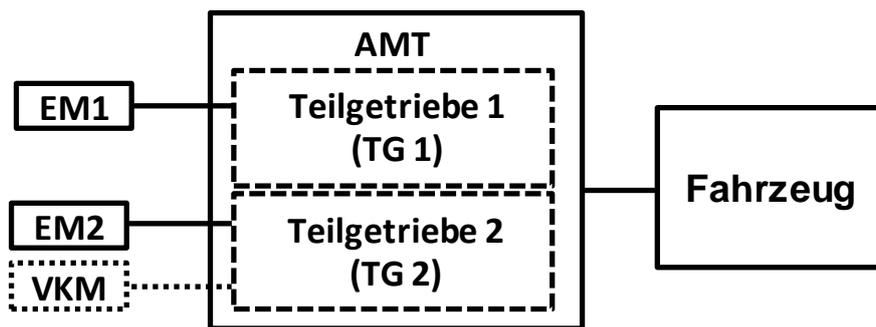


Abbildung 2: Grundidee des Doppel-E-Antriebs

Das Getriebe selbst kann auf unterschiedliche Weisen realisiert werden. Ein naheliegendes Getriebelayout ist in Abbildung 3 dargestellt. Die beiden Teilgetriebe sind parallel zur Abtriebswelle angeordnet und identisch aufgebaut. Der Verbrennungsmotor kann an der zweiten Stufe in einem der beiden Teilgetriebe angebunden werden, um das Drehzahlniveau von EM und VKM aneinander anzugleichen. Die Anbindung der VKM kann über eine Reibkupplung erfolgen, aber auch eine Anbindung über eine Klauenkupplung ist theoretisch möglich. Aufgrund der parallelen Anordnung der Teilgetriebe wird dieses Layout als paralleles Getriebelayout bezeichnet.

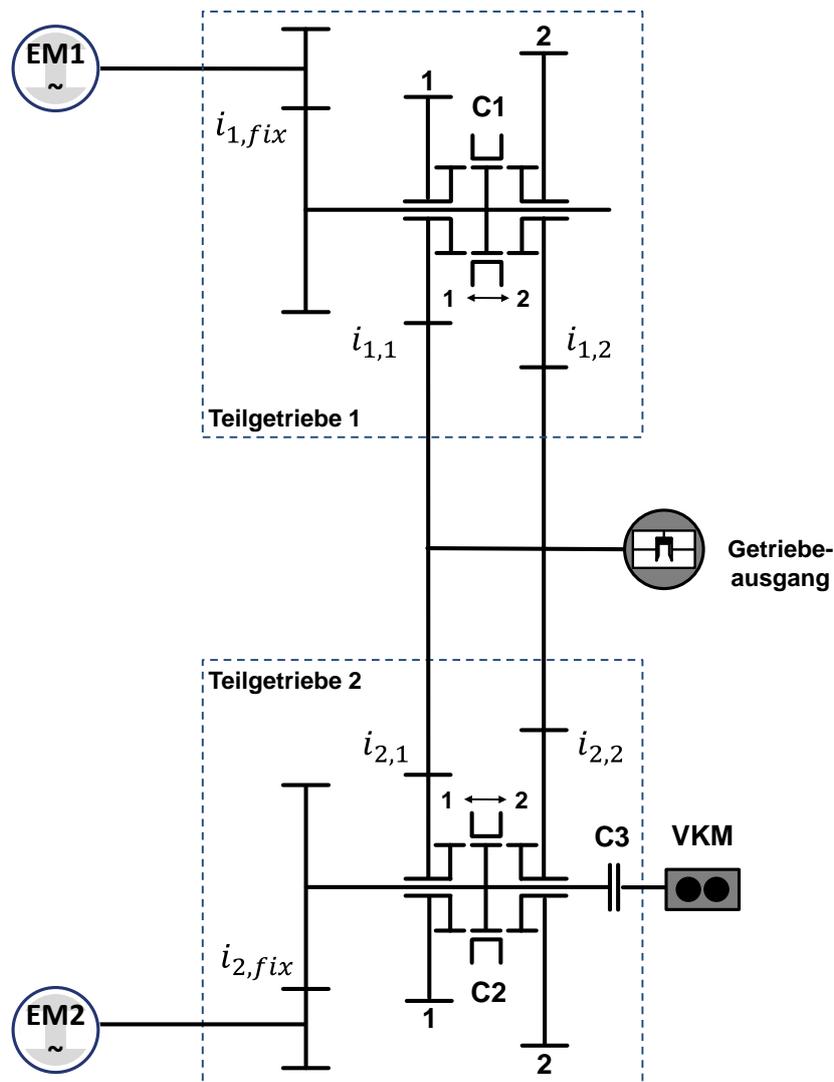


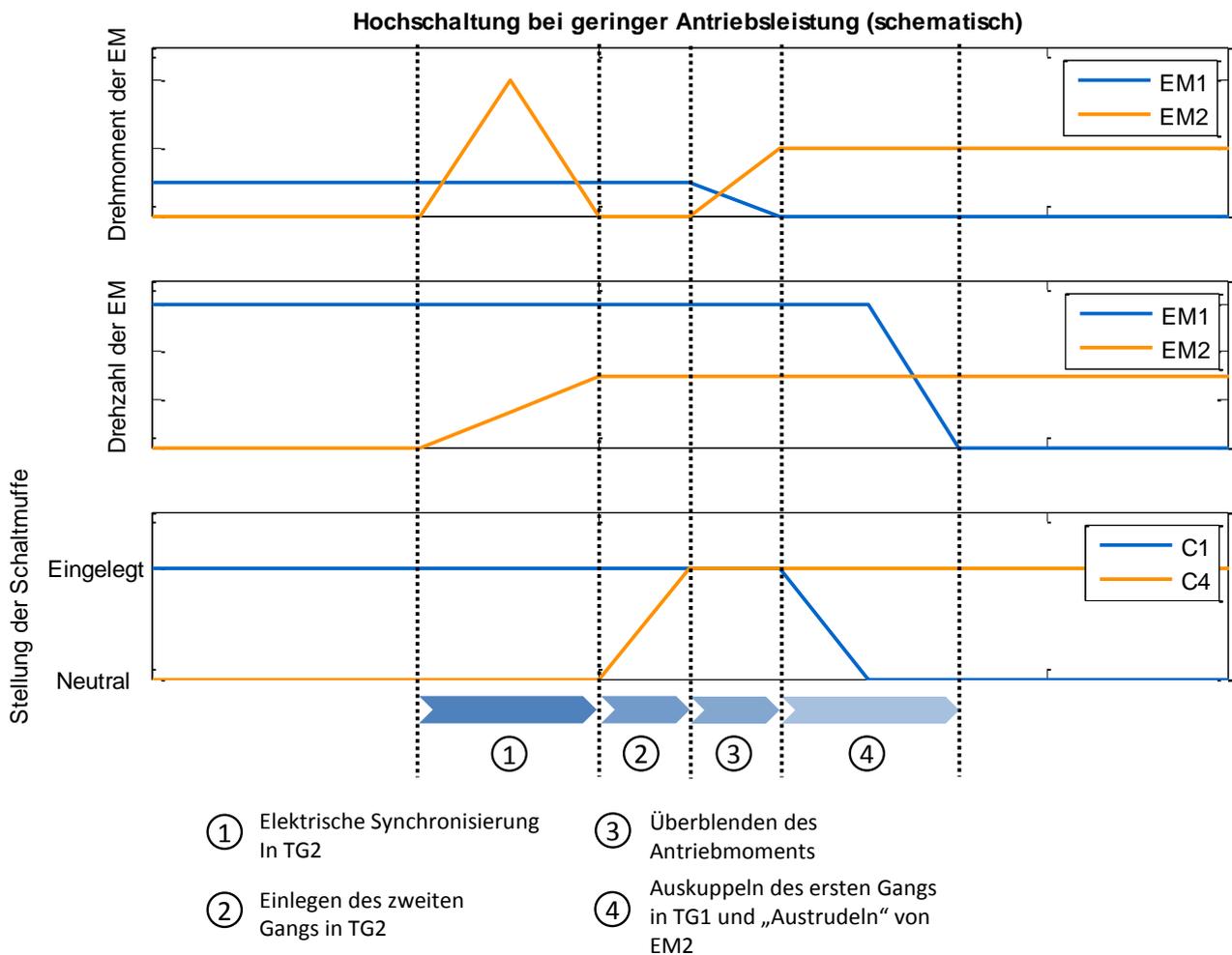
Abbildung 3: Paralleles GetriebeLayout

### Schaltvorgänge

Ein wesentliches Bewertungskriterium für Getriebe und Antriebssysteme ist der Schaltkomfort. Ein Gangwechsel soll möglichst ohne Unterbrechung der Zugkraft und schwingungsfrei ablaufen. Antriebssysteme mit nur einer Traktionsmaschine nutzen Reibkupplungen, um während des Gangwechsels auch bei Drehzahldifferenzen noch Antriebsmoment übertragen zu können. Im Doppel-E-Antrieb kann aufgrund der Architektur mit zwei Traktionsmaschinen vollständig auf Reibkupplungen verzichtet werden. Die Zugkraftunterbrechung während eines Schaltvorgangs wird dadurch verhindert, dass das gesamte Antriebsmoment während eines Schaltvorgangs nur von einer der beiden EM bereitgestellt wird. Zur genaueren Beschreibung der Schaltabläufe wird im Folgenden zwischen Schaltungen unter Teillast und Schaltungen unter Volllast unterschieden. Die beim elektrischen Fahren für den Antrieb zur Verfügung stehende Leistung  $P_{el}$  ist die Summe der Leistung beider Maschinen.

$$P_{el} = P_{EM1} + P_{EM2} \quad (1)$$

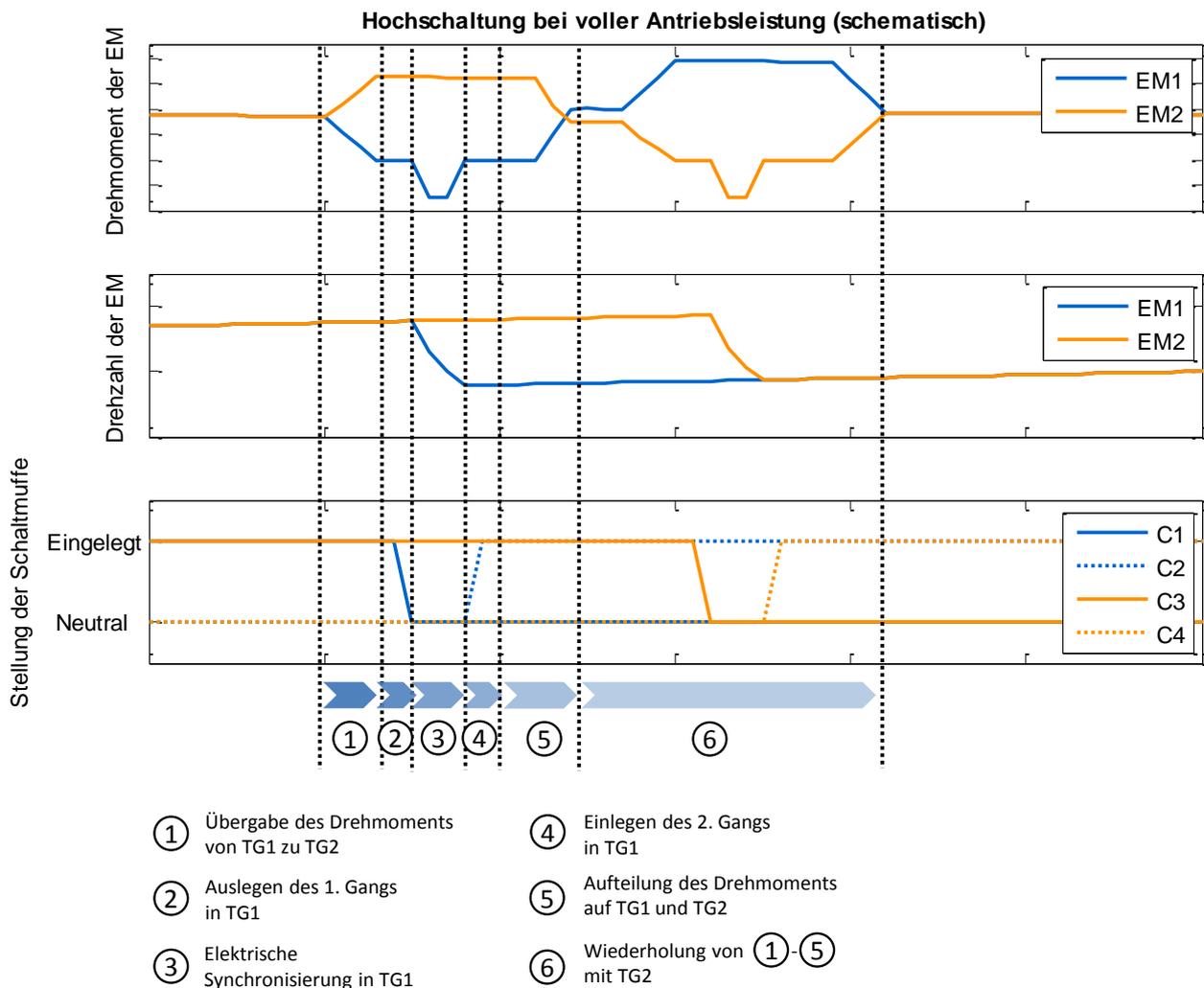
Unter der Annahme, dass zwei identische EM eingesetzt werden, kann die vom Fahrer angeforderte Leistung  $P_{\text{Fahrer}}$  bis zu  $P_{\text{Fahrer}} \leq 0,5 * P_{el}$  von nur einer EM bereitgestellt werden. In diesem Fall, der im Folgenden als Teillast bezeichnet wird, muss bei einem Gangwechsel nur das Antriebsmoment von einem auf das andere Teilgetriebe überblendet werden. Im Einzelnen kann ein solcher Schaltvorgang bei Teillast in fünf Phasen eingeteilt werden. Abbildung 4 zeigt schematisch eine Hochschaltung bei konstanter Leistungsanforderung und konstanter Fahrgeschwindigkeit. Das Fahrzeug wird anfangs von EM1 angetrieben und es ist der erste Gang in TG1 eingelegt. Wenn die Hochschaltung angefordert wird, erfolgt zunächst die elektrische Synchronisierung in TG2 (Phase 1). Dazu beschleunigt EM2 die Getriebeeingangswelle auf die Abtriebsdrehzahl des zweiten Gangs. Nach Erreichen der Synchrondrehzahl wird die Schaltmuffe verschoben und somit der zweite Gang eingelegt (Phase 2). EM2 wird nun auf ein Nullmoment geregelt, das Antriebsmoment wird weiterhin von EM1 bereitgestellt. In Phase 3 erfolgt die Überblendung des Drehmoments von EM1 auf EM2. Da die Übersetzung in TG2 nun kleiner ist, muss der Motor ein höheres Drehmoment stellen, um das gleiche Achsmoment zu erhalten wie zuvor. Bei geeigneter Steuerung oder Regelung der E-Maschinen bleibt das Achsmoment während der Überblendung idealerweise konstant. Um Schleppverluste zu vermeiden wird anschließend das TG1 ausgekuppelt und EM1 trudelt aus bis sie letztlich still steht (Phase 4). Der Schaltvorgang ist vergleichbar mit einer Schaltung im Doppelkupplungsgetriebe, nur dass das Überblenden nicht mit Kupplungen, sondern durch Regelung der E-Maschinen geschieht.



**Abbildung 4: Schaltablauf einer Zughochschaltung in Teillast ( $P_{\text{Fahrer}} \leq 0,5P_{el}$ )**

Bei höheren Leistungsanforderungen vom Fahrer, wie z.B. bei einer Vollastbeschleunigung stellt sich der Schaltablauf anders dar. Der schematische Ablauf einer Zughochschaltung bei maximaler Leistungsanforderung ist in Abbildung 5 dargestellt. Beide Maschinen geben während des Beschleunigungsvorgangs maximales Moment ab und es wird davon ausgegangen, dass die E-Maschinen im Feldschwächebereich betrieben werden, die maximale Leistung bleibt daher über der Drehzahl annähernd konstant. In beiden Teilgetrieben ist anfangs der erste Gang eingelegt. Der Schaltvorgang beginnt mit der Übergabe des Antriebsmoments von TG1 an TG2 (Phase 1). Dazu wird die kurzzeitige Überlastfähigkeit der elektrischen Maschinen ausgenutzt. Wie stark diese Überlastfähigkeit in der Praxis ausfällt, hängt sowohl von der thermischen und magnetischen Auslegung der elektrischen Maschine als auch vom Wechselrichter ab. Zur Erläuterung des Schaltvorgangs wird davon ausgegangen, dass die E-Maschinen kurzzeitig ( $t < 1s$ ) die doppelte Leistung abgeben können. In Phase 2 ist das erste Teilgetriebe lastfrei und der erste Gang kann ausgelegt werden. Anschließend bremst EM2 das Teilgetriebe ab und regelt die Drehzahl des Zielgangs ein (Phase 3). Nach Erreichen der Synchrondrehzahl wird der zweite Gang eingelegt (Phase 4) und abschließend das Antriebsmoment wieder auf beide Teilgetriebe aufgeteilt. Aufgrund der längeren Übersetzung in TG1 nach dem Schalten, gibt EM1 nun ein höheres

Drehmoment ab als EM2, allerdings bei einer niedrigeren Drehzahl. Die abgegebene Leistung bleibt daher weiterhin konstant. Der Schaltvorgang ist damit in TG1 abgeschlossen und wird dann analog zu den Phasen 1 bis 5 mit Teilgetriebe 2 wiederholt. Am Ende ist in beiden TG der zweite Gang eingelegt und bei geeigneter Überblendung der Drehmomente gibt es idealerweise keine Einbrüche im Achsmoment.



**Abbildung 5: Zughochschaltung bei Volllast**

## Hybrid-Funktionen

Durch die Anbindung einer VKM an den Doppel-E-Antrieb erhält man einen seriell-parallelen Hybridantriebsstrang. Die verfügbaren Hybrid-Betriebsmodi und deren Energieflüsse sind in Abbildung 6 dargestellt.

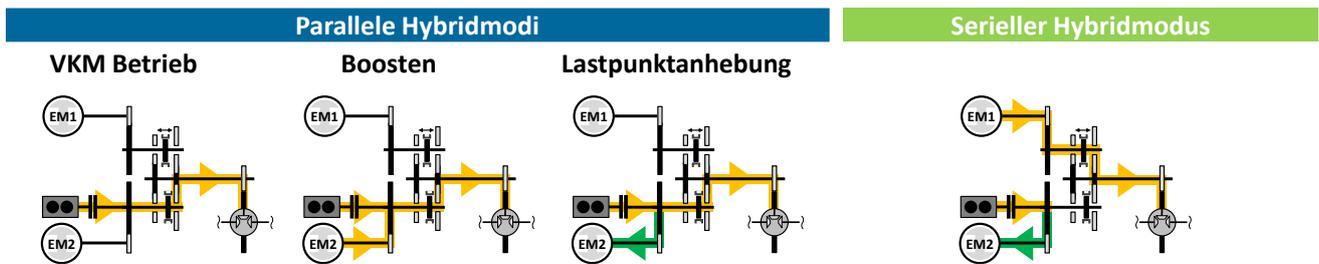


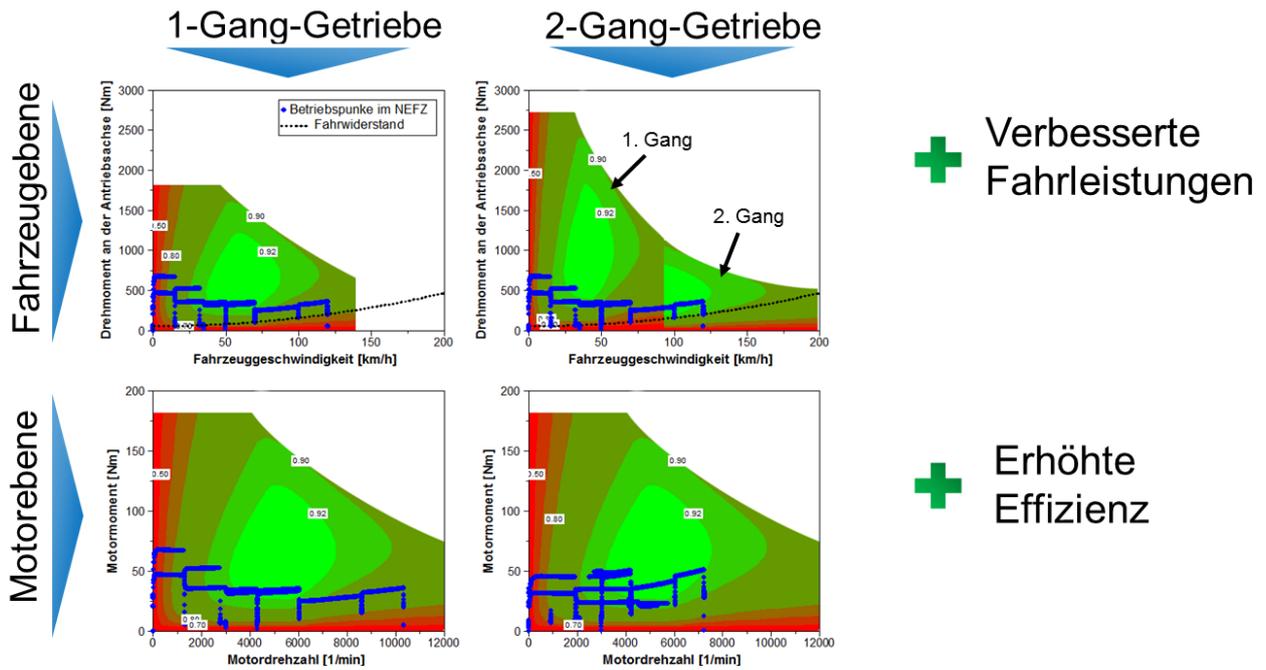
Abbildung 6: Hybrid-Betriebsmodi des Doppel-E-Antriebs

Parallele Hybridmodi zeichnen sich dadurch aus, dass sowohl VKM als auch EM mechanisch mit der Antriebsachse verbunden sind. Wenn beide Maschinen gleichzeitig antreiben spricht man von Boosten. Der Modus, wenn die VKM das Fahrzeug antreibt und der EM generatorisch arbeitet wird Lastpunktanhebung genannt. Dies bietet zum einen die Möglichkeit, die Batterie während des Fahrens zu laden, zum anderen arbeitet der Verbrennungsmotor bei höherer Last und kann dadurch in effizienteren Betriebsbereichen genutzt werden. Der reine VKM-Betrieb wird an dieser Stelle als Sonderfall des parallelen Hybridmodus verstanden. In allen parallelen Hybridmodi können die verfügbaren Gänge genutzt werden. Dabei nutzen EM2 und VKM die Gänge in TG2, während in TG1 ein anderer Gang eingelegt werden, was für zusätzliche Flexibilität und Potential zur Kraftstoffeinsparung sorgt.

Im seriellen Hybridmodus wird das Fahrzeug ausschließlich von EM1 angetrieben. VKM und EM2 sind nicht mit der Antriebsachse verbunden und agieren als Generatoreinheit, um entweder die Batterie zu laden oder EM1 mit der zum Antrieb notwendigen elektrischen Energie zu versorgen. Nachteilig wirkt sich in diesem Modus aus, dass die mechanische Energie des Verbrennungsmotors eine Vielzahl an verlustbehafteten Wandlungsschritten durchläuft, bis die Energie letztlich zum Antrieb des Fahrzeugs genutzt wird (VKM – Getriebe - EM2 – LE2 – Batterie – LE1 – EM1 – Getriebe – Rad). Im parallelen Hybrid-Betriebsmodus ist diese Wandlungskette wesentlich kürzer (VKM – Getriebe – Rad) und damit in den meisten Situationen effizienter.

## Energieeinsparpotential und Steigerung der Fahrleistungen

Der Doppel-E-Antrieb arbeitet sowohl im rein elektrischen als auch im hybridischen Betrieb hocheffizient. Bei rein elektrischer Fahrweise lässt sich der elektrische Energieverbrauch im Vergleich zu heute üblichen Elektrofahrzeugen mit einer leistungsstarken E-Maschine und einem Ein-Gang-Getriebe aufgrund der Mehrgängigkeit und des Downsizings der elektrischen Maschinen signifikant reduzieren. Neben der Verringerung des Energieverbrauchs bringt die Mehrgängigkeit außerdem eine Steigerung der Fahrleistungen mit sich. Beide Effekte sind exemplarisch in Abbildung 7 dargestellt.



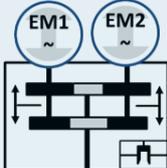
**Abbildung 7: Potential durch Mehrgängigkeit**

Bei einem Elektrofahrzeug mit nur einem Gang muss bei der Wahl der Übersetzung ein Kompromiss zwischen Anfahrtdrehmoment und Endgeschwindigkeit eingegangen werden. Durch die Nutzung eines mehrgängigen Getriebes können beide Kriterien verbessert werden, ohne eine leistungsstärkere E-Maschine einsetzen zu müssen (siehe Abbildung 7, oben).

Unter Anwendung einer geeigneten Schaltstrategie können Betriebspunkte in effizientere Bereiche des Motorkennfelds verschoben werden, wie es aus konventionellen Fahrzeugen bekannt ist. Dieser Effekt ist in Abbildung 7 unten dargestellt. Das Energieeinsparpotential hängt sehr stark von der Ausprägung des Motorkennfelds, aber auch von weiteren Parametern wie Fahrzeugmasse, Fahrzyklus oder Maximalleistung der E-Maschine ab, eine pauschale Aussage zum prozentualen Energiesparpotentials durch Mehrgängigkeit ist daher kaum möglich.

Ein Vergleich der Fahrleistungen und des Energieverbrauchs zwischen einem Elektrofahrzeug mit Zentralmotor und Einganggetriebe und einem Elektrofahrzeug mit Doppel-E-Antrieb ist in Abbildung 8 zusammengefasst. Um einen aussagekräftigen Vergleich zu gewährleisten, werden bei allen Konzepten gleiche Anforderungen an Endgeschwindigkeit und Maximalmoment gestellt. Wie in Tabelle 2 beschrieben, werden eine erreichbare Geschwindigkeit von 180 km/h und ein Anfahrmoment an der Antriebsachse von 2500 Nm gefordert. Um dies mit einem Zentralantrieb und Eingang-Getriebe zu erreichen, wird eine E-Maschine mit einer Maximalleistung von 171 kW benötigt. Die große Leistung wiederum führt aufgrund der geringen Auslastung zu einem sehr hohen Energieverbrauch von 15,28 kWh/100 km im NEFZ. Durch ein Zweiganggetriebe kann die notwendige E-Maschinenleistung auf 96 kW reduziert werden und der Energieverbrauch im NEFZ sinkt auf 12,85 kWh/100 km, was einer Reduktion um 19 % entspricht. Gründe dafür sind die

bereits genannte Verschiebung der Betriebspunkte durch den zweiten Gang und die höhere Auslastung der E-Maschine. Zusätzlich sinken auch die Getriebeverluste, da das Getriebe für kleinere Maximalmomente ausgelegt werden kann. Unter Beibehaltung der Systemleistung ist durch das Antriebsstrangkonzzept des Doppel-E-Antrieb mit zwei Traktions-E-Maschinen und zwei Zweigang-Teilgetrieben eine weitere Reduktion des Energieverbrauchs um knapp 5% möglich. Dies resultiert im Wesentlichen aus dem weiteren Downsizing der elektrischen Maschinen. Dieser Vergleich verdeutlicht das Energieeinsparpotential, das durch den Doppel-E-Antrieb theoretisch gehoben werden kann.

| <b>Variante</b><br>EM: E-Maschine<br>G: Gänge<br>TG: Teilgetriebe |  |  |  |
|---|---|--|---|
|   | <b>1 EM, 1 G</b>  | <b>1 EM, 2 G</b>   | <b>2 EMs, 2 G</b>   |
| Leistung EM1  | 171 kW  | 96 kW  | 48 kW   |
| Übersetzung TG1   | $i = 6.4$   | $i_1 = 12, i_2 = 6.4$  | $i_{11} = 12, i_{12} = 6.4$   |
| Leistung EM2  | -   | -  | 48 kW   |
| ÜbersetzungSTM 2  | -   | -  | $i_{21} = 12, i_{22} = 6.4$   |
| Max. Drehzahl EM  | 10.000 rpm  | 10.000 rpm   | 10.000 rpm  |
| Max. Anfahrmoment   | 2500 Nm   | 2500 Nm  | 2500 Nm   |
| Max. Fahrgeschwindigkeit  | 180 km/h  | 180 km/h   | 180 km/h  |
| Energieverbrauch (NEFZ)   | $15.28 \text{ kWh}/_{100 \text{ km}}$   | $12.85 \text{ kWh}/_{100 \text{ km}}$  | $12.26 \text{ kWh}/_{100 \text{ km}}$   |

Fahrzeugparameter:  $m = 1700 \text{ kg}$ ,  $r_{dyn} = 0.31 \text{ m}$ ,  $c_w * A_{front} = 0.63 \text{ m}^2$ ,  $f_R = 0.011$

**Abbildung 8: Vergleich von E-Fahrzeugen mit unterschiedlichen Antriebsstrangkonzzepten**

## Komplexitäts- und Kostenpotential

Im Rahmen dieses Projekts wurde der Doppel-E-Antrieb nicht nur als Antriebskonzept für reine Elektrofahrzeuge, sondern insbesondere als Hybrid-Antriebsstrang betrachtet. Die Kosten des Doppel-E-Antriebs als Hybridantriebsstrang standen zwar nicht im Fokus dieses Projekts, einige Aspekte sollen aber an dieser Stelle betrachtet werden.

Als Antriebsstrangkonfigurationen für stark elektrifizierte Fahrzeuge (PHEV und E-REV) kommen serielle, parallele, leistungsverzweigte und seriell-parallele Anordnungen in Frage. Um die Kosten des hybriden Antriebsstrangs zu reduzieren, gibt es insbesondere in der deutschen Fahrzeugindustrie einen Trend zu Ein-Maschinen-Konzepten, ausgeführt in Form einer P2-

Konfiguration<sup>2</sup>, wie z.B. im VW Golf GTE, Audi A3 e-Tron oder Mercedes Benz S-500 Plug-In. In diesen Konzepten wird nur eine Traktions-E-Maschine eingesetzt und dementsprechend auch nur eine Leistungselektronik. Im Vergleich zu Konzepten mit zwei Traktions-E-Maschinen verspricht dies zunächst eine Kostenreduktion.

Doch bei genauerer Betrachtung ergeben sich im Doppel-E-Antrieb aufgrund einiger Merkmale trotz der zwei Traktions-E-Maschinen Potentiale, das System auch kostenseitig interessant umzusetzen.

Potentiale ergeben sich insbesondere bei der Getriebetechnik. In den genannten P2-Hybridfahrzeugen kommen aufwändige Doppelkupplungsgetriebe (DKG) oder Planetenautomatgetriebe (AT) zum Einsatz, mit einer Vielzahl an Zahnrädern, Reibkupplungen, Synchronisierungen und aufwändiger Schaltaktorik. Im Doppel-E-Antrieb kann die Getriebetechnik aufgrund des hohen Grads an funktionaler Integration auf ein Mindestmaß reduziert werden. Ein Rückwärtsgang wird nicht benötigt und die Anzahl an Vorwärtsgängen kann verringert werden. Weiterhin werden keine Synchronringe benötigt und auf eine Reibkupplung zur Anbindung des Verbrennungsmotors kann potentiell ebenfalls verzichtet werden. Insgesamt könnte das Getriebe des Doppel-E-Antriebs damit wesentlich kostengünstiger hergestellt werden als die angesprochenen DKGs oder ATs.

Die beiden Traktions-E-Maschinen mit jeweils einer eigenen Leistungselektronik bedeuten zunächst eine Erhöhung der Kosten des Antriebsstrangs im Vergleich zu Ein-Maschinen-Konzepten. Allerdings ist hierbei zu beachten, dass die E-Maschinen des Doppel-E-Antriebs als zwei identische Maschinen mit jeweils halbiertes Maximalleistung ausgeführt sind. Weiterhin können Sie im Gegensatz zur P2-Architektur als Hochdrehzahlmaschinen ausgeführt werden, wodurch der Bedarf an seltenen Erden reduziert wird. Zusätzlich könnte eine der E-Maschinen im Doppel-E-Antrieb theoretisch die Funktion des E-Klimakompressors übernehmen. In der P2-Konfiguration wird dazu eine zusätzliche E-Maschine benötigt.

Ein absoluter Kostenvergleich zwischen einer P2-Antriebsstrangkonfiguration und dem Doppel-E-Antrieb gestaltet sich schwierig und war nicht Inhalt dieses Projekts. Die angesprochenen Aspekte zeigen aber, dass der Doppel-E-Antrieb potentiell auch kostenseitig attraktiv umgesetzt werden könnte.

---

<sup>2</sup> Bei der P2-Hybridkonfiguration sitzt eine E-Maschine auf der Kurbelwelle zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe. Zwischen E-Motor und Verbrennungsmotor befindet sich eine Trennkupplung.

# OPTIMIERUNGSMETHODIK

## Problemstellung

Wie zuvor beschrieben, besteht das Ziel des Projekts darin, eine optimale Auslegung des Doppel-E-Antriebs zu finden. Dabei wird von einer Neuentwicklung aller Komponenten ausgegangen, die Komponenten können daher frei variiert werden, ohne auf bestehende Komponenten aus den Portfolios von Herstellern und Zulieferern zurückgreifen zu müssen. Die Auslegung startet sozusagen „auf der grünen Wiese“. Dadurch ergibt sich eine große Zahl an Freiheitsgraden, die variiert werden könnten. Einige wesentliche davon sind:

- Dimensionierung der Komponenten (E-Motoren, VKM, Batterie)
- Art der Komponenten (ASM/PSM..., Benzin/Diesel/Turbo/Sauger/Zylinderzahl..., Zellentyp)
- Anzahl und Übersetzungen der Gänge des Getriebes
- Betriebsstrategie

Im Rahmen der Optimierung wurden in diesem Projekt insbesondere die Dimensionierung von E-Motoren und VKM sowie die Übersetzungen des Getriebes betrachtet. Die Batterie wurde nicht variiert, dafür wurden die Parameter der Traktionsbatterie des Opel Ampera verwendet (Gesamtenergiegehalt 16 kWh, davon nutzbar 10,4 kWh). Ebenso wurde für alle Varianten die gleiche Betriebsstrategie verwendet, um die Vergleichbarkeit der Varianten sicherzustellen. Das Ziel der Optimierung besteht darin, den Doppel-E-Antrieb derart auszulegen, dass ein optimaler Kompromiss zwischen Effizienz und Fahrleistungen gefunden wird.

## Lastenheft

Gemeinsam mit dem projektbegleitenden Ausschuss der FVA wurde ein Lastenheft mit einigen wesentlichen Anforderungen an das Fahrzeug und den Antriebsstrang erstellt. Der Doppel-E-Antrieb wird als Antrieb für ein Fahrzeug der Kompaktklasse betrachtet. Exemplarisch wird dafür die Mercedes Benz B-Klasse als Referenzfahrzeug herangezogen. Die Optimierung erfolgt auf Systemebene, dementsprechend handelt es sich bei den Forderungen im Lastenheft um grundlegende Eigenschaften des Fahrzeugs in Bezug auf Effizienz und Fahrleistungen. Die einzelnen Forderungen sind in Tabelle 1 aufgelistet.

**Tabelle 1: Lastenheft für ein Fahrzeug der Kompaktklasse mit Doppel-E-Antrieb**

|                       | <b>Eigenschaft</b>   | <b>Forderung</b>  |
|-----------------------|--|---|
| <b>Effizienz</b>      | CO2-Ausstoß  | < 27 g/km<br>CO2-Ausstoß des Opel Ampera,<br>berechnet nach UN ECE-R101                                     |
|                       | Elektrische Reichweite   | > 60 km   |
| <b>Fahrleistungen</b> | Mindestens erreichbare Fahrgeschwindigkeit im rein elektrischen Betrieb            | 140 km/h  |
|                       | Mindestens erreichbare Fahrgeschwindigkeit im rein verbrennungsmotorischen Betrieb | 120-140 km/h  |
|                       | Mindestens erreichbare Fahrgeschwindigkeit im Hybrid-Betrieb                       | 180 km/h  |
|                       | Anfahrdrehmoment   | 2500 Nm   |
|                       | Beschleunigung 60-100 km/h   | 8,8 s<br>B-Klasse 180 CDI im 4. Gang  |
|                       | Beschleunigung 80-120 km/h   | 14,5 s<br>B-Klasse 180 CDI im 5. Gang   |
|                       | Beschleunigung 0-100 km/h  | 9,3 - 11,9 s<br>B-Klasse 180 CDI mit 80 kW: 11,9 s, (7G-DCT)<br>B-Klasse 200 CDI mit 100 kW: 9,3 s (7G-DCT) |

### Angewandte Methodik

Um die angesprochene Problemstellung zu lösen, wird eine Optimierungsmethodik angewandt, die im Rahmen dieses Projekts für den Doppel-E-Antrieb entwickelt wurde, prinzipiell aber auf jeden anderen Hybrid-Antriebsstrang übertragbar ist. Die Methodik baut auf den Ergebnissen der vorhergehenden FVA-geförderten Projekte EVID (Electric Vehicle Identification) [6] und EVID II [7] auf. In diesen Projekten wurde die optimale Antriebsstrangkonfiguration für rein elektrische Fahrzeugen in unterschiedlichen Einsatzgebieten und -zwecken gesucht.

Die Optimierungsmethodik für den Doppel-E-Antrieb ist schematisch in Abbildung 9 dargestellt. Der Kern der Methodik ist ein genetischer Optimieralgorithmus, der es erlaubt, sowohl Optimierungsprobleme mit nur einer Zielgröße (einkriterielle Probleme) als auch Optimierungsprobleme mit mehreren Zielgrößen (multikriterielle Probleme) zu lösen. Die Grundlagen zum Optimierungsalgorithmus werden in einem späteren Abschnitt erläutert.

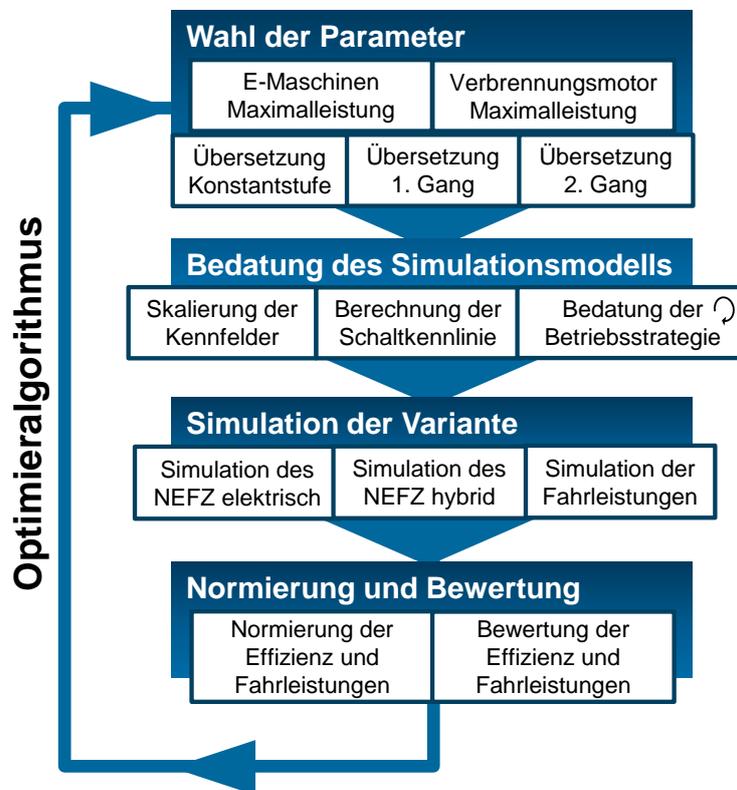


Abbildung 9: Optimierungsmethodik

Im ersten Schritt wählt der Optimierer Parameter innerhalb vorgegebener Grenzen. Bei der Optimierung auf Gesamtsystemebene handelt es sich dabei um die Maximalleistung der Maschinen (EM und VKM) und die Übersetzungen im Getriebe. Bei allen vorgestellten Optimierungen wurde vorausgesetzt, dass die beiden E-Maschinen und die Übersetzungen in beiden Teilgetrieben identisch sind.

Anhand der gewählten Parameter wird das Simulationsmodell bedatet. Dazu werden die Komponentenkenfelder entsprechend der gewählten Maximalleistung skaliert, eine für diese Antriebsstrangvariante optimierte Schaltkennlinie generiert und die Betriebsstrategie parametrisiert.

Anschließend werden die Simulationen zur Bewertung der Energieeffizienz und der Fahrleistungen durchgeführt. Zur Bewertung der Energieeffizienz eines PHEV oder E-REV muss der elektrische Energieverbrauch bei vollständig geladener Batterie und der Kraftstoffverbrauch bei entladener Batterie berücksichtigt werden. Aus diesem Grund werden in den Simulationen beide Szenarien

durchgeführt und ausgewertet. Anschließend werden Beschleunigungszeiten und Maximalgeschwindigkeiten simulativ ermittelt.

Die simulierten Ergebnisse werden abschließend normiert und bewertet. Nach Durchführung dieses Schrittes gibt es zwei Noten, die die Effizienz und die Fahrleistungen der aktuell betrachteten Antriebsstrangvariante bewerten. Diese Noten entsprechen dem sogenannten Fitness-Wert, den der genetische Optimierer verarbeitet und anhand dessen ein neues Parameterset gewählt wird. Dieser Vorgang wird so oft wiederholt, bis ein vorgegebenes Abbruchkriterium erreicht ist.

Im Laufe des Entwicklungsprozesses wird die vorgestellte Methodik mehrfach, in leicht modifizierter Ausprägung angewandt (siehe Abbildung 10). Zunächst wird die Methodik auf Gesamtsystemebene angewandt, um die Antriebsmaschinen entsprechend der im Lastenheft definierten Anforderungen optimal zu dimensionieren. Dabei werden verfügbare Kennfelder von Maschinen genutzt, da die konkreten Ausführungen von Maschinen und Getriebe zu diesem Zeitpunkt noch nicht bekannt sind. Aufbauend auf diesen Optimierungsergebnissen auf Gesamtfahrzeugebene beginnt die Grundausslegung der Komponenten, die eine Berechnung von Wirkungsgradkennfeldern ermöglicht.

In der anschließenden Optimierung auf Komponentenebene werden diese Kennfelder genutzt, die Dimensionierung der Maschinen festgehalten und nur noch die Getriebeübersetzungen variiert. Dazu wird wiederum die zuvor beschriebene Optimierungsmethodik genutzt. Neben der Optimierung der Getriebeübersetzungen werden die Komponenten in dieser Phase weiter detailliert. Die Auslegung der Komponenten und Optimierung der dazugehörigen Getriebeübersetzungen erfolgt iterativ. Besonderer Wert wird in dieser Phase auf die geometrische Auslegung der Komponenten unter Beachtung von Bauraumbeschränkungen im Fahrzeug gelegt. Nach Abschluss dieser Phase liegt ein Konzeptentwurf des gesamten Antriebsstrangs inklusive einer ersten Auslegung der Komponenten vor.

Um ein tieferes Verständnis für den Antriebsstrang zu erhalten wird abschließend eine Parametervariation durchgeführt, die Einblick in die Auswirkungen einzelner Parameter gewährt. Dazu wird die vorgestellte Optimierungsmethodik derart modifiziert, dass die Variationsparameter nicht mehr von einem Optimieralgorithmus ausgewählt werden, sondern aus einem vordefinierten Versuchsplan abgearbeitet werden.

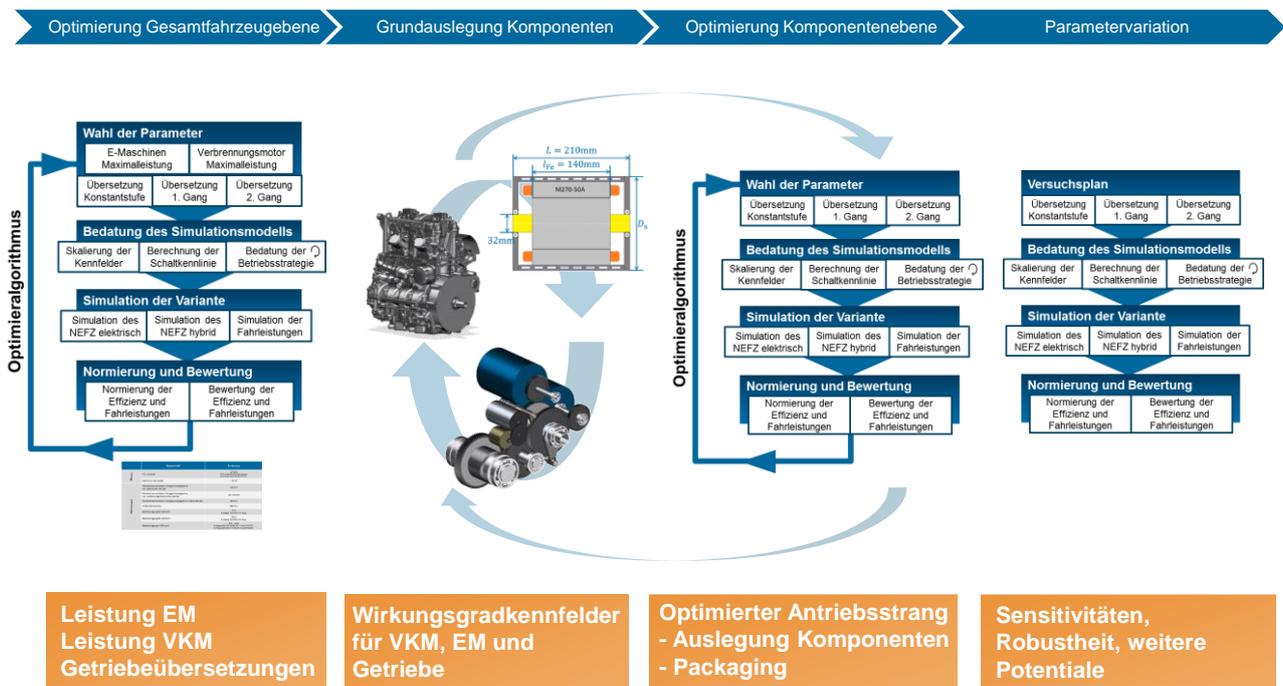


Abbildung 10: Angewandte Methodik auf Projektebene

## Simulationsmodell

Das Simulationsmodell, das in MATLAB/Simulink aufgebaut wurde, besteht in oberster Ebene aus fünf Teilsystemen (siehe Abbildung 11). Im ersten Block „Fahrzyklus“ wird die aktuelle Sollgeschwindigkeit ermittelt. Diese wird an das Fahrermodell übergeben, welcher als Regler in dem Gesamtsystem agiert. Es handelt sich daher um ein vorwärtsgerichtetes Simulationsmodell. Abhängig von der Abweichung zwischen Soll- und Ist-Geschwindigkeit gibt das Fahrermodell eine Pedalstellung für das Fahrpedal sowie für das Bremspedal aus.

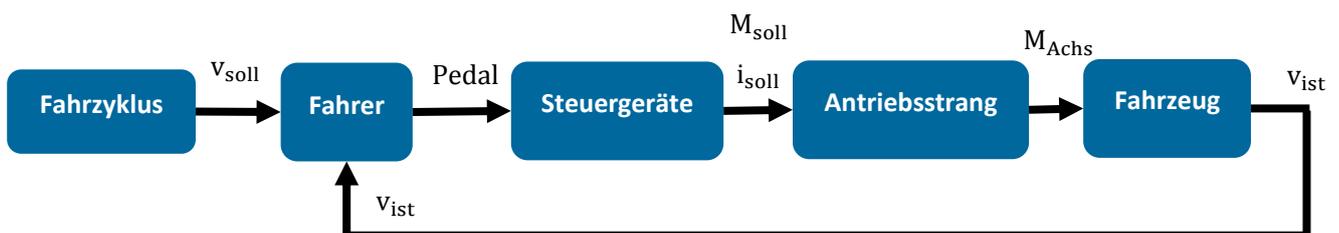


Abbildung 11: Grundstruktur des vorwärtsgerichteten Simulationsmodells

Der Block „Steuergeräte“ ist untergliedert in eine Hybrid-Control-Unit (HCU), eine Transmission Control Unit (TCU) und einer Electric Motor Control Unit (EMCU). In der HCU wird die Pedalstellung zunächst in eine Leistungsanforderung umgerechnet. Anhand der Leistungsanforderung und der aktuellen Fahrsituation entscheidet die Betriebsstrategie über den Betriebsmodus (elektrisch, hybrid), den Hybridmodus (parallel, seriell) und die

Momentenkoordination zwischen den einzelnen Maschinen. Dies geschieht ebenfalls in der HCU. Die Wahl der Gänge und die Ansteuerung der Schaltaktorik werden in der TCU gesteuert statt. Aus dem Steuergeräte-Block werden die Sollwerte für die Drehmomente der einzelnen Maschinen und die Gänge in den Teilgetrieben an das Antriebsstrangmodell übergeben.

Das dynamische Verhalten der Antriebsmaschinen wird darin durch PT1-Glieder angenähert und die Verluste werden durch Wirkungsgradkennfelder abgebildet. Im Einzelnen werden dort die E-Maschinen, der Verbrennungsmotor, das Getriebe inklusive des Differentials und die Batterie simuliert. Weiterhin werden die Massenträgheiten der in der jeweiligen Situation mit der Antriebsachse verbundenen Komponenten berechnet und auf den Abtrieb reduziert. Dies sorgt für eine realitätsnahe Abbildung der Beschleunigung aller rotierenden Massen.

Aus dem Antriebsstrangmodell wird das resultierende Achsmoment an das Fahrzeugmodell übergeben. Das Fahrzeugmodell bildet die Längsdynamik ab, querdynamische Effekte spielen in den Untersuchungen dieses Projekts keine Rolle. Die Summe der längsdynamisch am Fahrzeug wirkenden Kräfte wird Fahrwiderstandskraft  $F_{FW}$  genannt und setzt sich allgemein aus dem Luftwiderstand  $F_L$ , dem Rollwiderstand  $F_R$ , dem Steigungswiderstand  $F_{St}$  und dem Beschleunigungswiderstand  $F_B$  zusammen [8]:

$$F_{FW} = F_L + F_R + F_{St} + F_B \quad (2)$$

Steigungen wurden im Rahmen dieses Projekts nicht betrachtet und werden daher hier nicht weiter berücksichtigt. Der Luftwiderstand eines Fahrzeugs hängt quadratisch von der Fahrgeschwindigkeit  $v$  und proportional von der Luftdichte  $\rho_L$ , dem Luftwiderstandsbeiwert  $c_w$  und der Querspanfläche  $A$  ab.

$$F_L = \frac{1}{2} * \rho_L * A * v^2 \quad (3)$$

Zwischen der Rollwiderstandskraft  $F_R$  und der Radlast  $G_R$  besteht ein nahezu linearer Zusammenhang, der durch den Rollwiderstandsbeiwert  $f_R$  ausgedrückt werden kann:

$$F_R = f_R * G_R \quad (4)$$

Der Beschleunigungswiderstand  $F_B$  berechnet sich durch das Produkt aus der Fahrzeugbeschleunigung  $a_F$  und der Summe aus der Fahrzeugmasse  $m_F$  und der rotatorischen Ersatzmasse  $m_{rot}$ :

$$F_B = a_F * (m_F + m_{rot}) \quad (5)$$

In die rotatorische Ersatzmasse  $m_{rot}$  fließen alle von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängigen rotierenden Massen mit ein. Durch Reduktion der Massenträgheitsmomente mit den entsprechenden Übersetzungen und Division mit dem Quadrat des dynamischen Radradius  $r_{dyn}$  können diese zu einer einzigen Ersatzmasse zusammengefasst werden:

$$m_{rot} = \frac{\sum \theta_i * i_{ges,i}^2}{r_{dyn}^2} \quad (6)$$

Anhand der vorgestellten Gleichungen wird im Fahrzeugmodell die aktuelle Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet, welche dann wieder an den Fahrer zurückgeführt wird.

### Bedutung des Simulationsmodells

Die für die durchgeführten Simulationen verwendeten Parameter sind an die Mercedes Benz B-Klasse angelehnt und in der folgenden Tabelle 2 aufgelistet. Weiterhin sind in der Tabelle einige Werte und Hinweise zu Parametern des Antriebsstrangs enthalten.

Um die Antriebsmaschinen im Rahmen der Optimierung variieren zu können werden deren Wirkungsgradkennfelder skaliert. Die Drehzahl wird dabei festgehalten und die Drehmomente werden mit einem entsprechenden Skalierungsfaktor multipliziert. Beispielhaft ist die Skalierung eines E-Maschinenkennfelds in Abbildung 12 dargestellt. Die Kennfelder von Verbrennungsmotor und Getriebe werden analog skaliert.

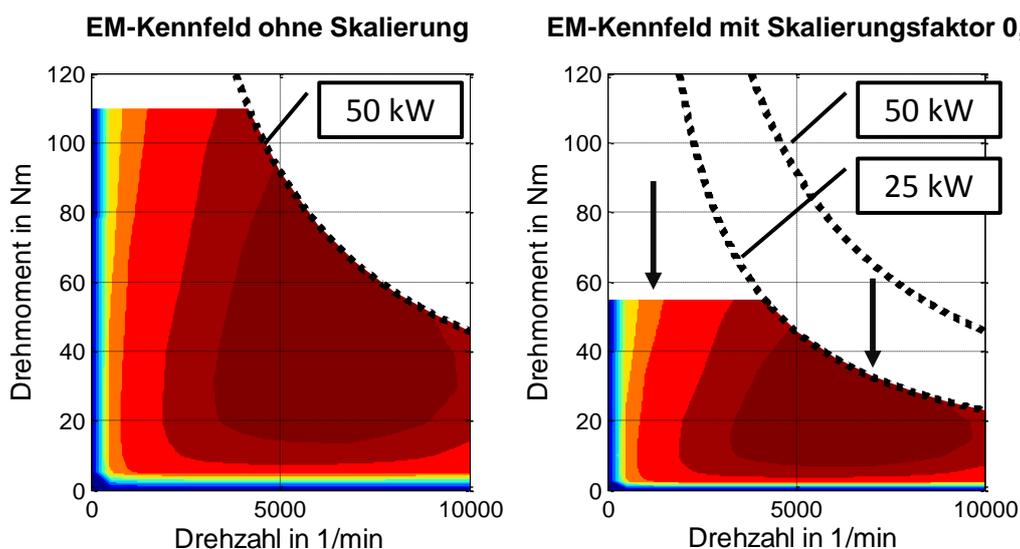


Abbildung 12: Skalierung von Kennfeldern

**Tabelle 2: Fahrzeug- und Antriebsstrangparameter**

|                       | Parameter                         | Wert                    | Kommentar / Quelle  |
|-----------------------|-----------------------------------|-------------------------|---|
| <b>Fahrzeug</b>       | Fahrzeugmasse                     | 1700 kg                 | Leergewicht MB B-Klasse ca. 1450kg, zusätzlich 250 kg für Batterie  |
|                       | cw-Wert                           | 0,26                    | cw-Wert der MB B-Klasse   |
|                       | A_front:                          | 2,432 m <sup>2</sup>    | Stirnfläche der MB B-Klasse   |
|                       | Dynamischer Reifenradius:         | 0,31 m                  | Reifenradius für 16“-Bereifung  |
|                       | Rollreibung:                      | 0,011                   | Rollwiderstandsbeiwert für „Glatte Betonstraße“ [8]   |
| <b>Antriebsstrang</b> | E-Maschinen Wirkungsgrad          | Kennfelder              | In Drehmomentrichtung skalierte Kennfelder der EM   |
|                       | VKM Wirkungsgrad                  | Kennfeld                | In Drehmomentrichtung skalierte Kennfelder bekannter VM (anfangs Range-Extender von KSPG / FEV, später angenähertes Kennfeld eines 3-Zylinder Motors) |
|                       | Getriebe Wirkungsgrad             | Kennfelder              | In Drehmomentrichtung skalierte Kennfelder des Doppel-E-Antriebsgetriebes   |
|                       | Getriebeübersetzungen             | variabel                | Variiert im Rahmen der Optimierungen  |
|                       | Batterie Wirkungsgrad             | konst. 96%              |   |
|                       | Bordnetz und Steuergeräte         | 200 W                   | Konstanter Leistungsbedarf zur Versorgung der Steuergeräte und des Bordnetzes   |
|                       | Massenträgheitsmoment eines Rades | 2,1 kg m <sup>2</sup>   | Eigene Abschätzung  |
|                       | Massenträgheitsmoment E-Motoren   | 0,03 kg m <sup>2</sup>  | Brusa HSM1 - Hybrid Synchron Motor 50 kW [9]  |
|                       | Massenträgheitsmoment Getriebe    | 0.025 kg m <sup>2</sup> | Eigene Abschätzung  |

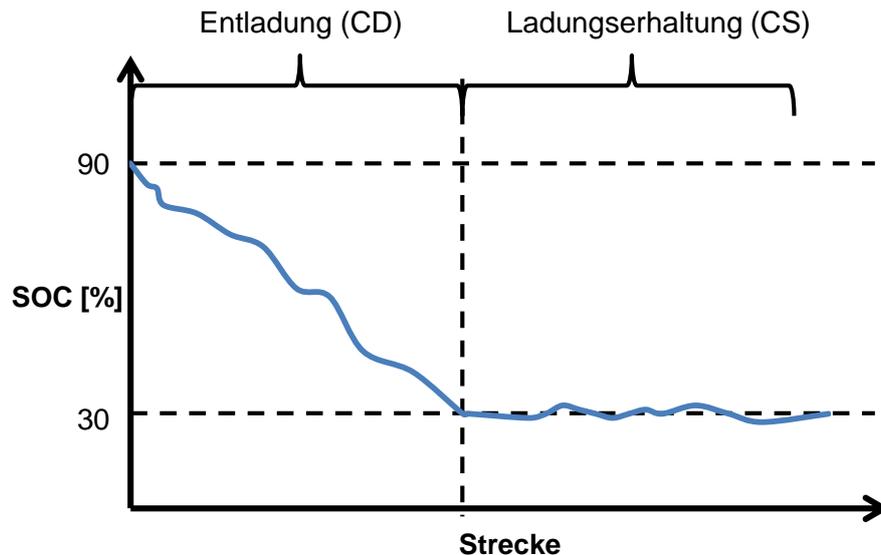
Bei diesem Vorgehen wird bewusst in Kauf genommen, dass die skalierten Kennfelder keine physikalische Grundlage mehr haben und daher von realen Kennfeldern abweichen können. Prinzipielle Tendenzen bleiben allerdings weiterhin bestehen, wie die charakteristischen Drehmoment- und Drehzahlabhängigkeiten bestimmter Verluste, sodass die Kennfelder trotz des pragmatischen Vorgehens als realitätsnah angesehen werden können. Auf Systemebene ist ein solcher Ansatz notwendig, da die Komponenten variiert werden sollen ohne für jede Variante eine EM auslegen zu müssen. Eine Alternative wäre ein parametrisches Verlustmodell der Komponenten. Dies ist jedoch ein eigenes Forschungsthema und würde an dieser Stelle zu weit führen. Der Ansatz, die Wirkungsgradkennfelder bei den ersten Optimierungen auf Systemebene zu skalieren, wird daher für geeignet erachtet und wird auch in anderen Forschungsprojekten angewandt [6] [7] [10].

### **Betriebsstrategie und Schaltkennlinien**

Die Betriebsstrategie spielt eine sehr wichtige Rolle für die vorgestellte Optimierungsmethodik. Sie wählt Betriebsmodi und koordiniert die Drehmomente der unterschiedlichen Maschinen, um die Fahranforderungen mit einem möglichst geringen Energieverbrauch zu erfüllen.

Bei PHEV und E-REV wird zwischen zwei übergeordneten Betriebsmodi unterschieden, dem Charge-Depleting-Mode (CD) und dem Charge-Sustaining-Mode (CS). Der CD-Mode wird gewählt, wenn der Batterieladezustand (State of Charge - SOC) über einem definierten Grenzwert liegt. In diesem Modus wird rein elektrisch gefahren, die Batterie wird daher entladen. Ein Anstieg des SOC, also ein Laden der Batterie geschieht in diesem Modus nur durch Rekuperation.

Bei Unterschreiten einer gewissen SOC-Grenze wechselt die Betriebsstrategie in den CS-Modus. In diesem Modus wird der SOC in einem definierten Fenster gehalten (Abbildung 13). Dazu stehen im Doppel-E-Antrieb neben der Rekuperation die Betriebsmodi „Serieller Hybridmodus“ und „Lastpunktanhebung“ zur Verfügung. Betriebsstrategisch ist der CS-Mode daher herausfordernder als der CD-Mode, in dem nur rein elektrisch gefahren wird.



**Abbildung 13: Charge-Depleting-Mode und Charge-Sustaining-Mode**

Für den Vergleich zweier Antriebsstrangvarianten in der Optimierung werden Simulationen sowohl im CD-Mode als auch im CS-Mode durchgeführt. Aus der Simulation im CD-Mode resultiert ein elektrischer Energieverbrauch in kWh/100km, der als ein Bewertungskriterium herangezogen wird. Die Simulation im CS-Mode ergibt einen Kraftstoffverbrauch in l/100km, der als zweites Bewertungskriterium für die Effizienz der Antriebsstrangvariante fungiert. Um eine faire Vergleichsbasis zwischen den einzelnen Varianten zu schaffen, ist es notwendig, dass der SOC am Ende eines im CS-Mode durchfahrenen Zyklus dem anfänglichen SOC entspricht. Eine Differenz  $\Delta SOC$  zwischen dem Anfangs- und End-SOC verfälscht den Kraftstoffverbrauch, da entweder elektrische Energie aus der Batterie entnommen wurde oder zu viel Energie wieder in die Batterie eingespeist wurde. Diese Forderung der SOC-Neutralität stellt die Betriebsstrategie vor eine besondere Herausforderung.

Eine für diese Aufgabe geeignete und in diesem Projekt umgesetzte Betriebsstrategie ist die sogenannte Equivalent Cost Minimisation Strategy (ECMS). Nach [11] kann die ECMS den kausalen und sub-optimalen Betriebsstrategien zugeordnet werden. Kausale Betriebsstrategien zeichnen sich dadurch aus, dass für deren Anwendung kein a-priori-Wissen über den Fahrzyklus bekannt sein muss. Sie arbeiten ausschließlich mit den aktuell zur Verfügung stehenden Informationen und sind daher prinzipiell geeignet, um in der Praxis auf einem Steuergerät umgesetzt zu werden. Kausale Strategien sind jedoch niemals global optimal in Hinblick auf den Energieverbrauch, da Entscheidungen über Betriebsmodus und Drehmomentkoordination ohne das Wissen über zukünftige Ereignisse gefällt werden. Man spricht daher von sogenannten sub-optimalen Betriebsstrategien. Einen guten Überblick über optimierungsbasierte Betriebsstrategien und diesbezügliche Forschungsaktivitäten geben Sciarretta und Guzzella in [12].

Der Begriff ECMS geht auf Paganelli et al. [13] zurück. Die Idee liegt darin, in jedem Zeitschritt ein Kostenfunktional  $J$  zu minimieren, welches dem Kraftstoffverbrauch in einem vorgegebenen Zeitintervall von entspricht. Aufgrund der Hybridfunktionen ist der Kraftstoffmassenstrom zu jedem Zeitpunkt dadurch beeinflussbar, dass Leistung aus der Batterie entnommen oder in die Batterie eingespeist werden kann.

$$J = \int_0^{t_e} \dot{m}_{eqv}(P_{batt}(t), t) dt \quad (7)$$

Die triviale Lösung des Problems wäre, nur rein elektrisch zu fahren, da dabei kein Kraftstoff verbraucht wird. Um das zu vermeiden muss die zuvor beschriebene Randbedingung der SOC-Neutralität eingehalten werden:

$$SOC(0) \cong SOC(t_e) \quad (8)$$

In den äquivalenten Kraftstoffmassenstrom  $\dot{m}_{eqv}$  geht zum einen der tatsächliche Kraftstoffmassenstrom  $\dot{m}_f$ , zum anderen die elektrische Leistung  $P_{batt}$  ein. Durch Division der elektrischen Leistung mit dem Heizwert  $H_i$  und Multiplikation mit einem sogenannten Äquivalenzkostenfaktor  $s_{eqv}$  ergibt sich ein „elektrischer Kraftstoffmassenstrom“, mithilfe dessen der äquivalente Kraftstoffmassenstrom berechnet werden kann:

$$\dot{m}_{eqv} = \dot{m}_f - s_{eqv} \frac{P_{batt}}{H_i} \quad (9)$$

In der Literatur sind unterschiedliche Möglichkeiten beschrieben, wie der Äquivalenzkostenfaktor bestimmt werden kann. Anschaulich beschreibt er den über einen Zyklus gemittelten Wandlungswirkungsgrad von Kraftstoff in elektrische Energie oder in die andere Richtung [14]. Über den Wert des Äquivalenzkostenfaktors kann die am Ende eines Zyklus zurückbleibende SOC-Differenz beeinflusst werden.

Aufgrund verschiedener heuristischer Randbedingungen<sup>3</sup> im Simulationsmodell entstehen Unstetigkeiten, die bewirken, dass mit der beschriebenen Umsetzung der ECMS keine SOC-neutralen Lösungen gefunden werden können. Diesem Problem wird durch eine adaptive ECMS begegnet, die auf unterschiedliche Weise realisiert werden können [15]. Eine Möglichkeit, die auch für die Optimierung des Doppel-E-Antriebs angewandt wird, ist die Einführung einer SOC-Rückführung, die ein Abweichen vom Ziel-SOC bestraft und somit das Einhalten der SOC-

---

<sup>3</sup> Um Pendelschaltungen oder zu häufiges Zu- und Abschalten des Verbrennungsmotors zu vermeiden, werden Zeitspannen definiert, die mindestens abgewartet werden muss, bis ein Modus- oder Gangwechsel erfolgen darf

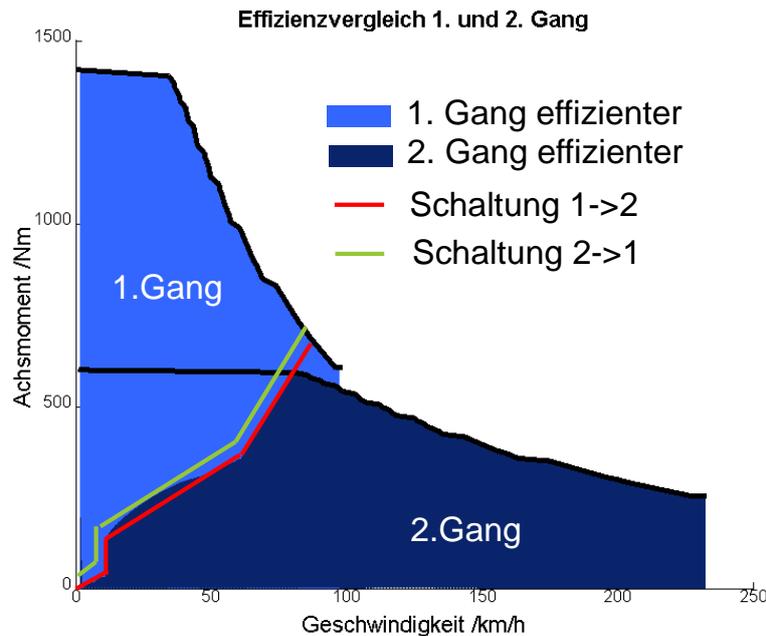
Neutralitätsbedingung begünstigt. Es gibt unterschiedliche Ansätze, wie die SOC-Rückführung umgesetzt werden kann. Gängig ist eine rein proportionale Rückführung [14] oder mit einem zusätzlichen integrierenden Anteil [16]. Für die Optimierung des Doppel-E-Antriebs hat sich die proportionale Rückführung bewährt. Diese Rückführung wird in den Äquivalenzkostenfaktor eingebunden, der sich dann folgendermaßen berechnet:

$$s_{eqv}(t) = s_{eqv,0} + k_{eqv,p} * (SOC_0 - SOC(t)) \quad (10)$$

Die Wahl des Parameters  $k_{eqv,p}$  hat einen großen Einfluss auf die Wahrscheinlichkeit, ob SOC-neutrale Lösungen gefunden werden. Je höher der Wert gewählt wird, desto stärker wird eine Abweichung vom Ziel-SOC bestraft, daraus resultiert ein „steifer“ SOC-Verlauf. Je kleiner der Wert gewählt wird, desto größer werden die Hübe im SOC-Verlauf und theoretisch nähert man sich durch kleinere Werte dem globalen Verbrauchsoptimum. Jedoch erhöht sich aufgrund der höheren Abweichungen vom Soll-SOC das Risiko, die SOC-Neutralitätsbedingung nicht einzuhalten. Bei der Wahl des Parameters  $k_{eqv,p}$  muss daher ein Kompromiss eingegangen werden. Durch ausgiebiges Testen und Untersuchen hat sich ein Wert von  $k_{eqv,p} = 150$  als geeignet für diesen Anwendungsfall herausgestellt.

Der konstante Anteil des Äquivalenzkostenfaktors  $s_{eqv,0}$  wird für jede Antriebsstrangvariante iterativ bestimmt. Unter Einsatz der von Matlab bereitgestellten Nullstellensuchfunktion *fzero* wird durch die Verfahren Bisektion, Sekantenverfahren und Interpolation nach einem Wert gesucht, der zu einer Einhaltung der SOC-Neutralitätsbedingung führt. Dazu sind je nach Variante 3-9 Zyklussimulationen notwendig. Dieses Verfahren beeinflusst daher maßgeblich die Dauer eines Optimierungslaufes, ist aber essentiell, um einen fairen Vergleich verschiedener Antriebsstrangvarianten anstellen zu können.

Die Wahl der Gänge könnte prinzipiell ebenfalls von der ECMS übernommen werden. Dies würde den Rechenaufwand jedoch enorm erhöhen, da ein weiterer Freiheitsgrad hinzukommen würde, der in jedem Zeitschritt variiert werden müsste. In diesem Projekt wurde daher der Ansatz verfolgt, die Gangwahl über Schaltkennlinien zu treffen. Diese Schaltkennlinien werden automatisiert für jede simulierte Variante berechnet. Die Kennlinien orientieren sich dabei an der maximalen Effizienz der Motorkennfelder. Bezogen auf Achsmoment und Fahrzeuggeschwindigkeit wird in jedem Betriebspunkt verglichen, ob der Betrieb im ersten oder im zweiten Gang effizienter ist. Die Schaltkennlinie für eine Hochschaltung ergibt sich daraus am Übergang, ab welchem der Betrieb im zweiten Gang günstiger ist. Um Pendelschaltungen zu vermeiden, wird die Rückschaltkennlinie mit einer Hysterese versehen. Am Beispiel der Elektromotoren wird die Ermittlung der Schaltkennlinien durch Abbildung 14 verdeutlicht.

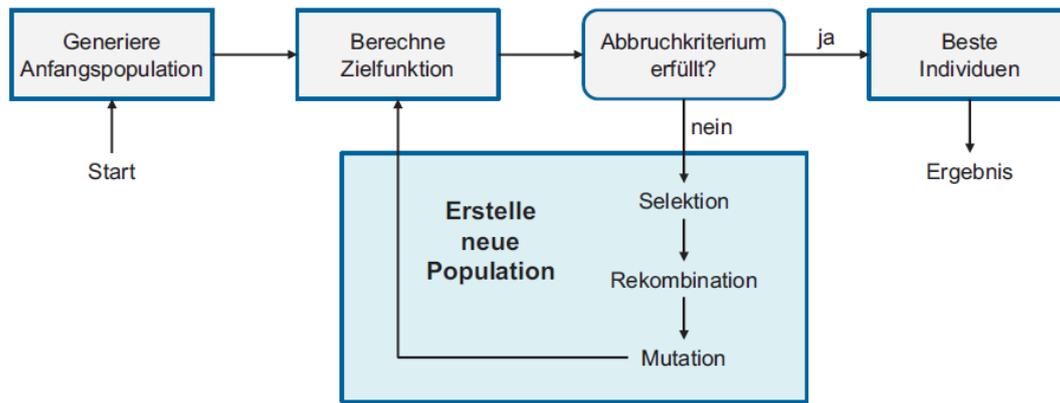


**Abbildung 14: Ermittlung der Schaltkennlinien am Beispiel eines Elektromotors**

## Optimierungsalgorithmus

Wie in Kapitel 0 beschrieben, handelt es sich bei dem beschriebenen Problem um ein multikriterielles, nichtlineares Optimierungsproblem mit den beiden Zielgrößen Effizienz und Fahrleistungen. Für derartige Probleme eignen sich stochastische Optimierungsverfahren, wie z.B. Monte-Carlo-Simulation, Partikelschwarm-Optimierer, Simulated Annealing oder evolutionäre Verfahren. Für weitere Details zu den genannten Verfahren sei auf die einschlägige Literatur verwiesen, wie z.B. [17-23].

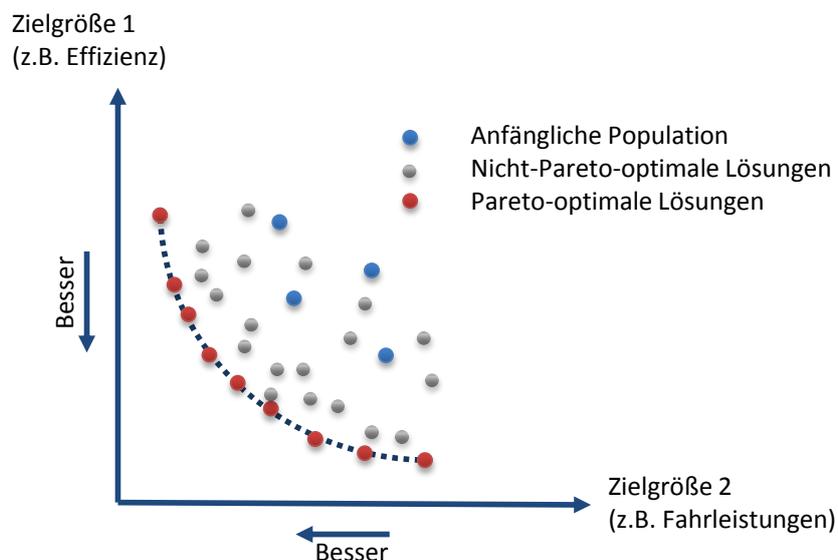
Im Projekt Doppel-E-Antrieb wurde ein genetischer Algorithmus, der zur Klasse der evolutionären Verfahren gehört, verwendet. Die Struktur eines solchen Optimierungsalgorithmus ist in Abbildung 15 dargestellt. Neue Individuen und Populationen werden auf Basis der zuvor berechneten Varianten durch die evolutionären Prozesse Selektion, Rekombination und Mutation generiert. Aufgrund der Mutation einzelner Parameter eignen sich diese Verfahren besonders zum Auffinden von globalen Optima bei nichtlinearen Problemstellungen, da durch die stochastischen Anteile vermieden wird, dass der Optimierer in einem lokalen Minimum „hängenbleibt“. Verschiedene Umsetzungen genetischer und evolutionärer Algorithmen unterscheiden sich vor Allem in der Implementierung und Gewichtung der Prozesse Selektion, Rekombination und Mutation.



**Abbildung 15: Struktur eines evolutionären oder genetischen Algorithmus [23]**

MATLAB stellt mit der Global Optimization Toolbox einen genetischen Algorithmus zur Verfügung, der sowohl einkriterielle (Funktion *ga*) als auch multikriterielle Probleme (Funktion *gamultiobj*) optimieren kann. Im Rahmen des Projekts Doppel-E-Antrieb wurde der multikriterielle genetische Algorithmus *gamultiobj* eingesetzt, es könnten aber auch beliebige andere multikriterielle Optimierungsverfahren eingebunden werden.

Das Ergebnis einer multikriteriellen Optimierung ist nicht eine einzige global optimale Lösung, sondern eine Menge an Lösungen, die als Pareto-Menge bezeichnet wird. Anschaulich gesprochen, gilt eine Lösung genau dann als pareto-optimal, wenn eine Verbesserung einer Zielgröße nicht mehr möglich ist, ohne dabei eine andere Zielgröße zu verschlechtern. Bei zwei Zielgrößen können die pareto-optimalen Lösungen in einem Diagramm eingezeichnet werden und es entsteht eine Pareto-Front (siehe Abbildung 16). Aus der Menge der pareto-optimalen Lösungen kann letztlich eine Lösung ausgesucht werden, die den Anforderungen oder Wünschen des Entwicklers am besten entspricht.



**Abbildung 16: Pareto-Front**

## Bewertung und Gewichtung

Zur Bewertung der Varianten des Doppel-E-Antriebs wurden insgesamt sechs Bewertungskriterien identifiziert. Zwei davon ergeben die Effizienzbewertung  $S_{Eff}$  einer Variante:

$$S_{Eff} = S_{El} + S_{Hybrid} \quad (11)$$

mit

|              |   |
|--------------|---|
| $S_{Eff}$    | Gesamtbewertung für Effizienz einer Variante        |
| $S_{El}$     | Bewertung für elektrischen Energieverbrauch         |
| $S_{Hybrid}$ | Bewertung für Kraftstoffverbrauch im Hybrid-Betrieb |

Die verbleibenden vier Bewertungskriterien werden zur Gesamtbewertung der Fahrleistung addiert:

$$S_{Fahr} = S_{t1} + S_{t2} + S_{v_{max,ED}} + S_{v_{max,VKM}} \quad (12)$$

mit

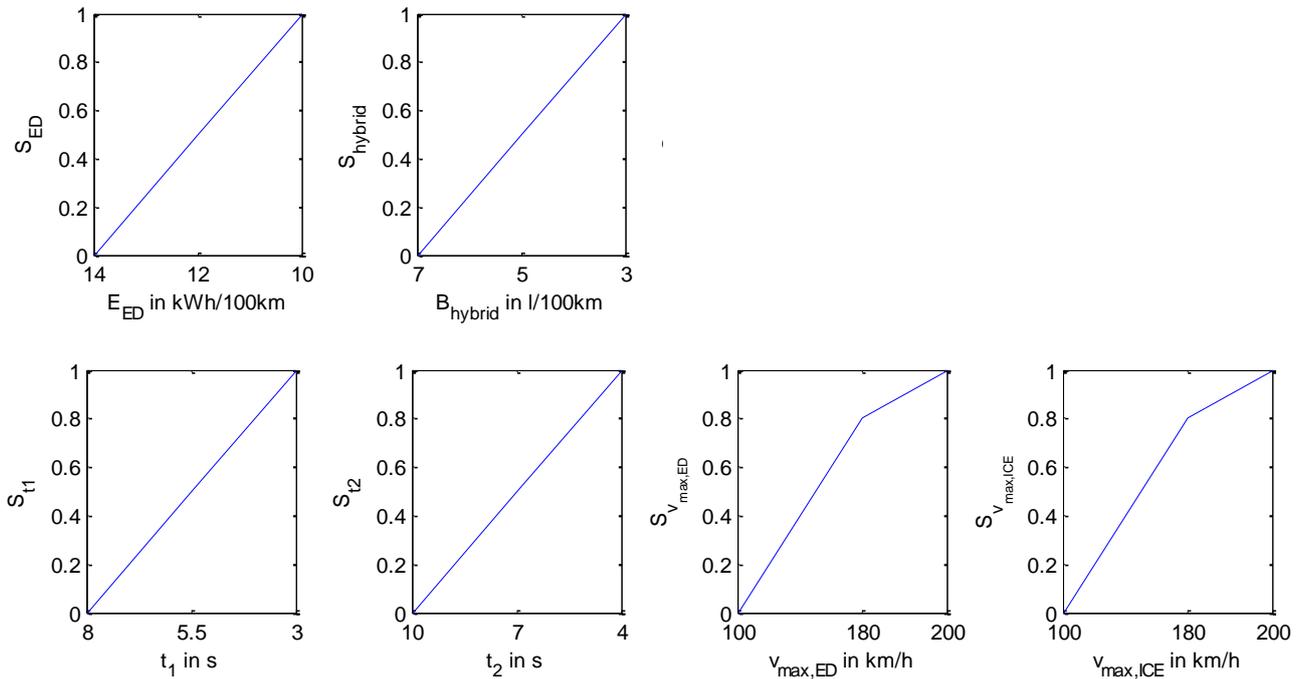
|                   |   |
|-------------------|---|
| $S_{Fahr}$        | Gesamtbewertung für die Fahrleistungen einer Variante                         |
| $S_{t1}$          | Bewertung für Beschleunigung von 0 bis 60 km/h                                |
| $S_{t2}$          | Bewertung für Beschleunigung von 80 bis 120 km/h                              |
| $S_{v_{max,ED}}$  | Bewertung für maximale Geschwindigkeit im elektrischen Betrieb<br>(dauerhaft) |
| $S_{v_{max,VKM}}$ | Bewertung für maximale Geschwindigkeit im VKM-Betrieb                         |

Bei den Bewertungen  $S_x$  handelt es sich um Werte zwischen 0 und 1, wobei 1 das optimale Ergebnis in einem Kriterium bedeutet und 0 das schlechteste Ergebnis. Je höher also eine Gesamtnote, desto besser schneidet diese Variante in der jeweiligen Kategorie ab.

Das Normieren der Simulationsergebnisse zu Bewertungen erfolgt durch lineare oder abschnittsweise lineare Funktionen (siehe Abbildung 17). Die oberen beiden Graphen zeigen die Normierungsfunktionen für die Effizienzkriterien  $S_{ED}$  und  $S_{hybrid}$ . Maximalpunktzahl gibt es bei einem Energieverbrauch von  $10 \frac{kWh}{100km}$  bzw. einem Kraftstoffverbrauch von  $3 \frac{l}{100km}$ . Bei Verbräuchen größer oder gleich  $14 \frac{kWh}{100km}$  bzw.  $7 \frac{l}{100km}$  werden 0 Punkte für das jeweilige Kriterium vergeben. Dazwischen wird linear interpoliert.

Die untere Zeile in Abbildung 17 stellt die Normierungsfunktionen für Fahrleistungskriterien dar. Bei den Beschleunigungskriterien wird linear interpoliert. Bei den Maximalgeschwindigkeiten dagegen, verringert sich die Steigung ab einer Geschwindigkeit von 180 km/h. Dies ist dadurch zu begründen, dass bei elektrischen und hybridelektrischen Fahrzeugen zwar eine gewisse

Höchstgeschwindigkeit erwartet wird, Geschwindigkeiten darüber hinaus aber nicht als wichtig empfunden werden. [24]



**Abbildung 17: Normierung der Bewertungskriterien (oben: Effizienz, unten: Fahrleistungen)**

In den Berechnungsformeln (11) und (12) für die Gesamtbewertungen werden die Einzelbewertungen ohne zusätzliche Gewichtungsfaktoren addiert. Je nach Anforderungen an den Antriebsstrang können einzelne Bewertungskriterien durch Multiplikation mit einem Gewichtungsfaktor stärker oder schwächer gegenüber anderen Bewertungskriterien berücksichtigt werden. Im Projekt Doppel-E-Antrieb wurden die Kriterien so gewählt, dass man ihnen vergleichbaren Nutzen zuordnen kann, auf eine zusätzliche Gewichtung wurde daher verzichtet.

# GESAMTSYSTEM- UND GETRIEBEAUSLEGUNG

## Ergebnisse der Optimierung auf Gesamtsystemebene

Der erste Durchlauf der Optimierung auf Gesamtsystemebene dient gemäß Abbildung 10 der Dimensionierung der Antriebsmaschinen. Der Designraum wird durch die in Tabelle 3 aufgelisteten Grenzen für die einzelnen Variationsparameter abgesteckt. Diese wurden durch vorhergehende Untersuchungen zu den Leistungsanforderungen in gängigen Fahrzyklen für das simulierte Fahrzeug ermittelt.

**Tabelle 3: Designraum für die Optimierung auf Gesamtsystemebene**

| Variationsparameter   | Grenzen    |
|---|------------|
| Maximalleistung der E-Maschinen $P_{EM}$                      | 40...70 kW |
| Maximalleistung der VKM $P_{VKM}$                             | 25...60 kW |
| Übersetzung der Konstantstufe $i_{1,fix}$ , $i_{2,fix}$       | 1...4      |
| Gesamtübersetzung des ersten Gangs $i_{1/2,fix} * i_{1/2,1}$  | 7...15     |
| Gesamtübersetzung des zweiten Gangs $i_{1/2,fix} * i_{1/2,2}$ | 4...7,5    |

Das Ergebnis dieser ersten Optimierung mit ca. 5000 berechneten Varianten ist in Abbildung 18 dargestellt. Jeder Punkt repräsentiert eine simulierte Variante mit den zugehörigen Bewertungen für Fahrleistung und Effizienz. Blaue Punkte stehen für Varianten, die das geforderte Anfahrmoment von 2500 Nm nicht erreichen, die roten Punkte erfüllen diese Anforderung. Sehr gut erkennbar ist die konvexe Ausprägung der Pareto-Front, die den Zielkonflikt zwischen Fahrleistung und Effizienz verdeutlicht. Leistungsstarke Maschinen erreichen sehr gute Fahrleistungswerte, sind dafür weniger effizient, da sie häufig in Teillast betrieben werden. Umgekehrt arbeiten kleinere Maschinen effizienter, erreichen dafür aber schlechtere Werte bei Beschleunigungen und maximalen Geschwindigkeiten.

Aufgrund der Forderung nach dem Anfahr Drehmoment von 2500 Nm muss zur Weiterverfolgung eine der in rot dargestellten Varianten ausgewählt werden. Da das Ziel dieses Projekts insbesondere in der Entwicklung eines hocheffizienten Antriebsstrangs liegt, wurde aus dieser Menge an Lösungen eine pareto-optimale Konfiguration mit der höchsten Effizienzbewertung ausgewählt. Diese besteht aus E-Maschinen mit einer maximalen Leistung von ca. 48 kW, einer maximalen Leistung des Verbrennungsmotors von ca. 47 kW, einer Gesamtübersetzung im ersten Gang von 12 und im zweiten Gang 6,4. Die Übersetzung der zwischen EM und VKM beträgt 1,7. Aufbauend auf dieser Optimierung auf Gesamtsystemebene wurden die E-Maschinen und das Getriebe ausgelegt und weiter optimiert.

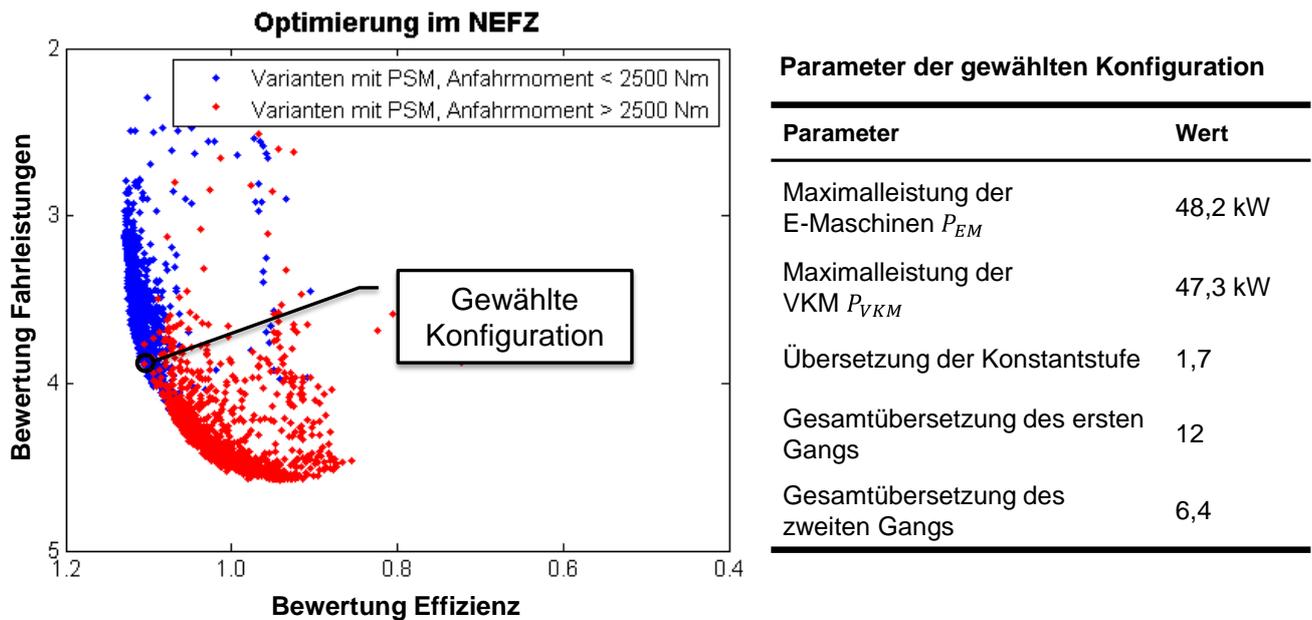


Abbildung 18: Erstes Optimierungsergebnis auf Gesamtfahrzeugebene und ausgewählte Konfiguration

## Getriebeauslegung

### Bauraumsituation und Anordnung der Komponenten

Aufbauend auf den Optimierungsergebnissen wurden die E-Maschinen und das Getriebesystem ausgelegt. Dies erfolgte iterativ mit zunehmender Detailtiefe. Im Folgenden wird der letzte Stand der Getriebeauslegung beschrieben.

Das parallele GetriebeLayout für den Doppel-E-Antrieb wurde bereits vorgestellt. Alternativ lassen sich die Teilgetriebe auch koaxial, in Form einer Hohl- und Vollwelle anordnen (siehe Abbildung 19). In dieser Anordnung nutzen beide Teilgetriebe die gleiche Zahnradpaarung für die Schaltstufe, wodurch eine Zahnradpaarung eingespart werden kann, was wiederum Kosten und Masse des Getriebes reduziert. Die Anzahl der Gänge ist in dieser Anordnung für das Teilgetriebe 1 (Hohlwelle) auf zwei Gänge beschränkt. Im zweiten Teilgetriebe besteht die Möglichkeit, weitere Gänge hinzuzufügen. Daher ist es sinnvoll, die VKM an TG 2 anzukoppeln.

Im Vergleich mit dem parallelen Layout werden im koaxialen Layout zwei zusätzliche Schalmuffen benötigt. Auf der einen Seite bringen diese zusätzliche Kosten und Gewicht, auf der anderen Seite ergibt sich dadurch eine sehr interessante Zusatzfunktionalität. Durch gleichzeitiges Einlegen beider Gänge in einem Teilgetriebe verspannt das Getriebe und verhindert, dass das Fahrzeug rollen kann. Somit kann eine Parksperrfunktion ohne zusätzliche Hardware realisiert werden.

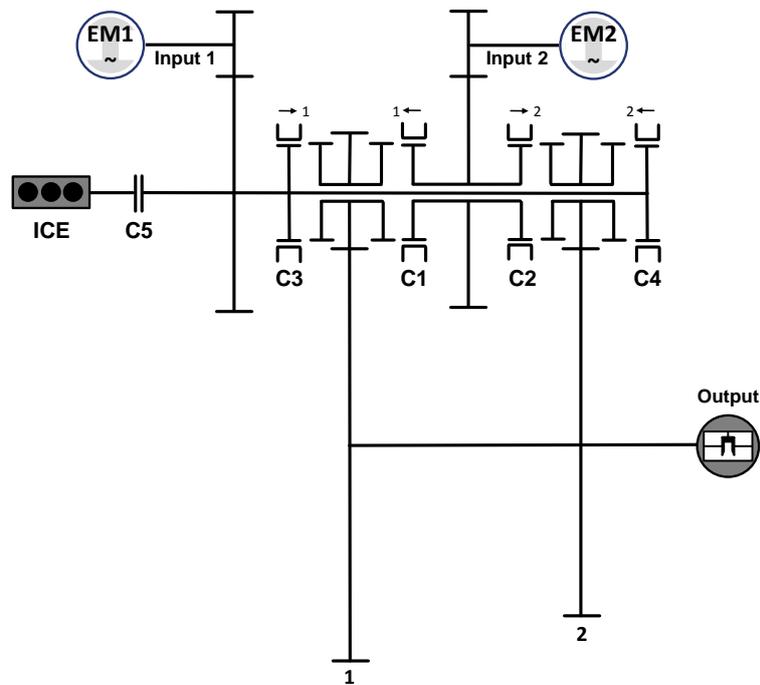


Abbildung 19: Koaxiales Getriebelayout

Im Laufe des Projekts wurden beide Getriebelayouts in unterschiedlichen Detaillierungsgraden ausgelegt und untersucht. An dieser Stelle soll im Sinne eines Ergebnisberichts aber nur die letzte Auslegung des koaxialen Layouts vorgestellt werden.

Die Auslegung des Getriebes erfolgte anhand von Bauraumdaten der Mercedes Benz B-Klasse, die für das Projekt zur Verfügung gestellt wurden. Neben den Außenabmessungen des zur Verfügung stehenden Bauraums ist die Position der Antriebsachse relevant und wurde bei der Auslegung berücksichtigt. Die Position des Differentials entlang dieser Achse wurde allerdings variabel gehandhabt, da dies nur eine Anpassung der Länge der Seitenwellen nach sich zieht. Die wichtigsten Abmessungen des Bauraums sind in Abbildung 20 dargestellt.

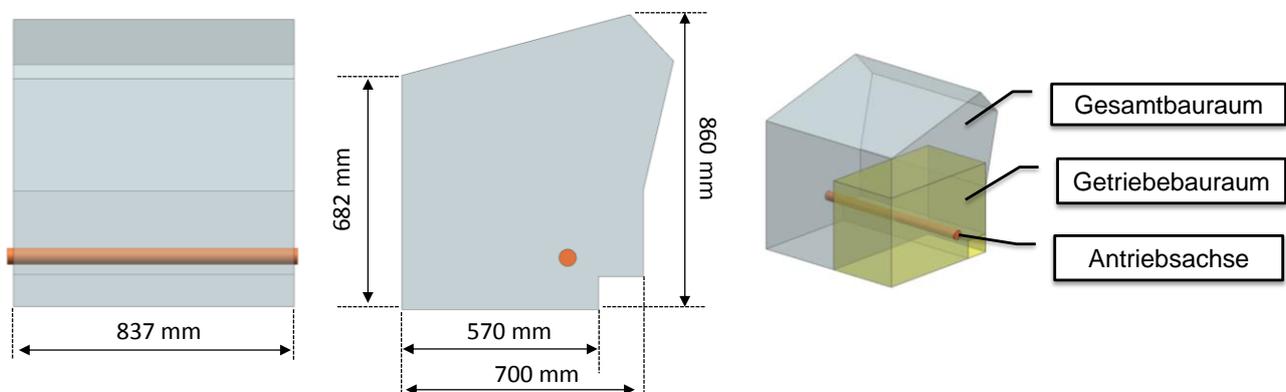
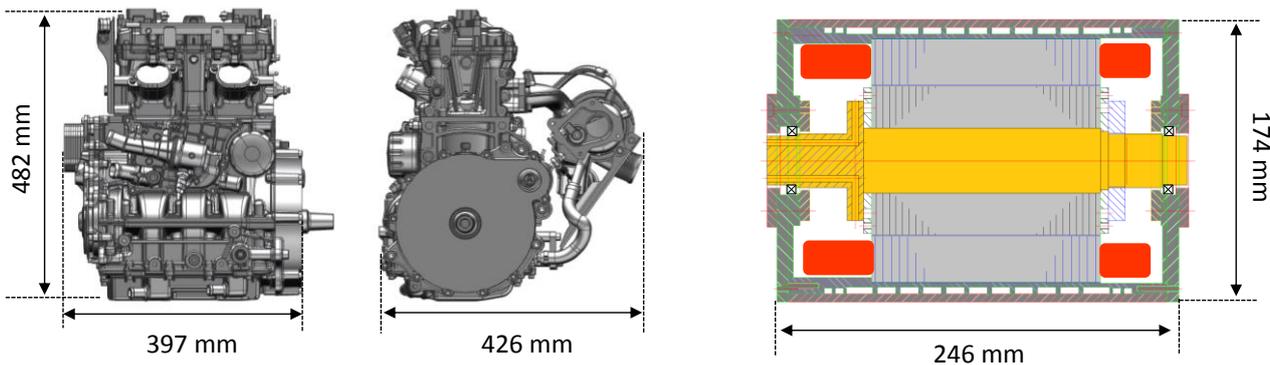


Abbildung 20: Hauptabmessungen des zur Verfügung stehenden Bauraums

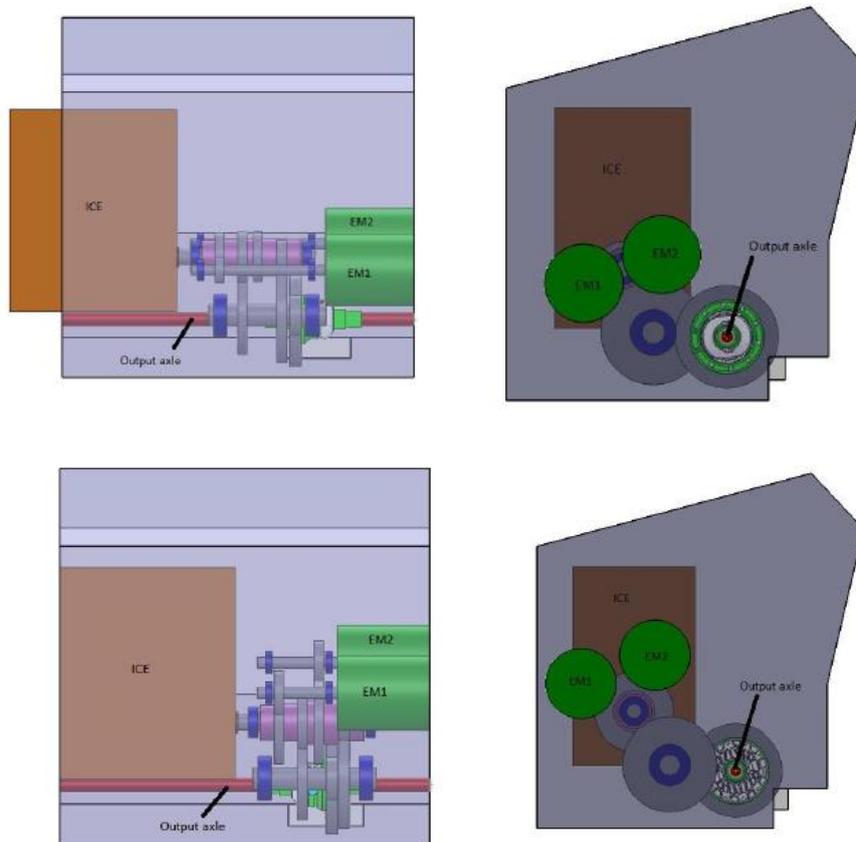
Weiterhin wurden die Abmessungen der E-Maschinen iterativ anhand der geforderten Leistungsdaten und des zur Verfügung stehenden Bauraums festgelegt und standen damit als Eingangsgrößen für die Getriebeauslegung zur Verfügung. Als Verbrennungsmotor wurde zum Zwecke der Package-Untersuchungen ein Zweizylinder Weber Motor mit der Typbezeichnung MPE 850 ausgewählt. CAD-Daten des Motors wurden von Weber Motor zur Verfügung gestellt. Die Hauptabmessungen von Verbrennungsmotor und E-Maschinen sind in Abbildung 21 dargestellt.



**Abbildung 21: Hauptabmessungen der Antriebsmaschinen**

Die Betrachtung der Hauptabmessungen macht deutlich, dass die konstruktive Herausforderung bei Hybridantrieben in front-quer-angetriebene Fahrzeugen insbesondere in der geringen zur Verfügung stehenden Baulänge für das Getriebe besteht. Würde man die E-Maschinen und den Verbrennungsmotor koaxial hintereinander anordnen, wäre allein für die Antriebsmaschinen eine Baulänge von ca. 650 mm nötig. Für das Getriebe blieben dann noch ca. 190 mm. Aktuelle, kompakte Handschaltgetriebe für Front-quer-Anwendungen haben eine Baulänge von ca. 360 mm [25]. Auch wenn der Doppel-E-Antrieb weniger Zahnradpaarungen und Schaltelemente benötigt, wird deutlich, dass die Baulänge eine große Herausforderung darstellt. Abbildung 22, oben verdeutlicht diese Problematik.

Eine Lösung wurde gefunden, indem der Achsabstand zwischen den Eingangswellen und der Zwischenwelle erhöht wurde. Dadurch ist es möglich, die E-Maschinen parallel zur Zwischenwelle „in das Getriebe einzurücken“ (siehe Abbildung 22, unten) und es gelingt, die Baulänge des gesamten Antriebsstrangs so weit zu reduzieren, dass die Grenzen des Bauraums nicht überschritten werden. Details zur Konstruktion des Radsatzes werden in einem späteren Abschnitt beschrieben.



**Abbildung 22: Baulänge als Herausforderung bei der Getriebekonstruktion**

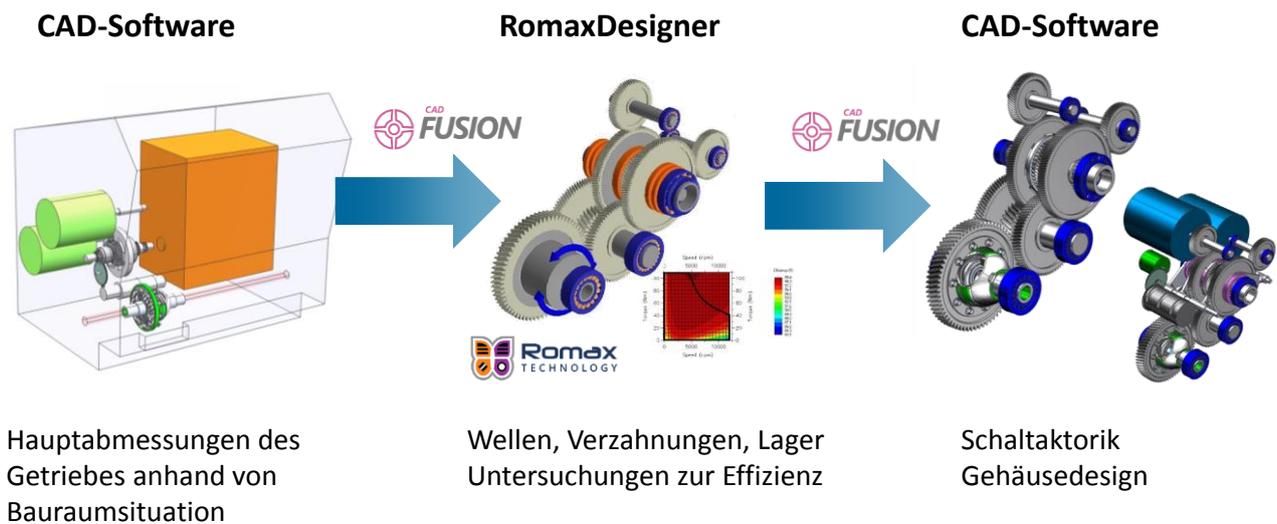
## Auslegungsmethode

Die Vorauslegung des Getriebes erfolgt nach der in Abbildung 24 dargestellten Methodik. Ausgehend von den aus der Optimierung bekannten Parametern wie maximalen Drehmomenten und Drehzahlen der Antriebsmaschinen und den Übersetzungen des Getriebes muss zunächst eine Entscheidung über die Anzahl der Stufen getroffen werden, wobei mindestens zwei Stufen erforderlich sind. Bei zwei Stufen ergeben sich die Übersetzungen direkt, da die Gesamtübersetzung und die Übersetzung zwischen Eingangswelle und Zwischenwelle aus der Optimierung vorgegeben sind. Bei drei oder mehr Stufen ergibt sich für die Übersetzungen der Zwischenwellen in gewissen Grenzen ein zusätzlicher Freiheitsgrad. Nach Festlegung der Übersetzungen wird ein Wellenwerkstoff für die Wellen ausgewählt, um im folgenden Schritt die benötigten Wellendurchmesser abschätzen zu können. Darauf folgend können anhand von drei Kriterien minimale Achsabstände ermittelt werden. Das erste Kriterium ist ein minimaler Abstand, der für die Lagersitze benötigt wird [26]. Weiterhin darf der Durchmesser des Ritzels den Durchmesser der Welle nicht unterschreiten, woraus sich mit der geforderten Übersetzung für diese Stufe eine untere Grenze für den Achsabstand ergibt. Die dritte Begrenzung ist die Gefahr der Grübchenbildung, die aus zu hohen Hertzchen Pressungen resultiert [8]. Nachdem

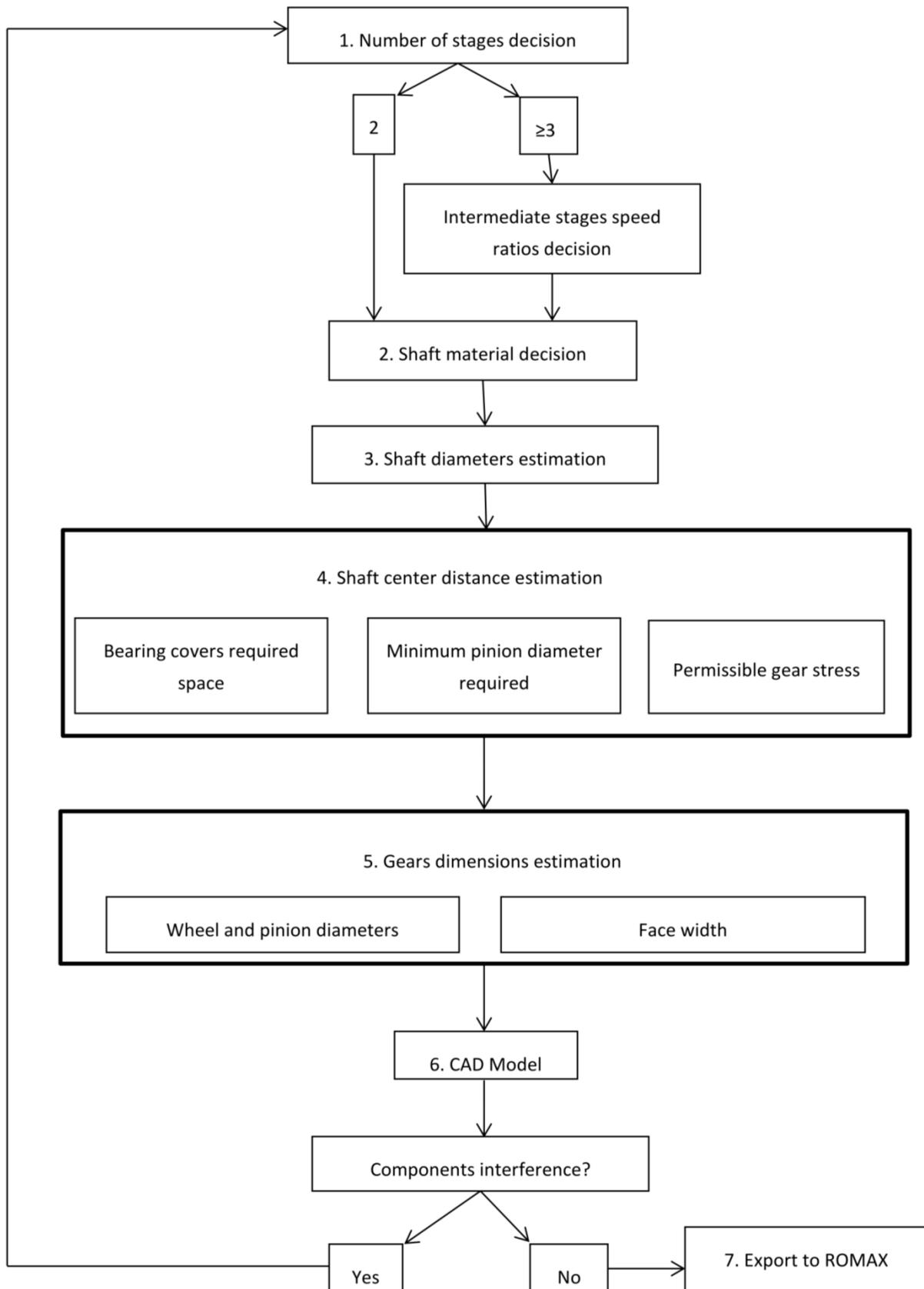
Achsabstände festgelegt wurden, können die Ritzel- und Raddurchmesser anhand der Übersetzungen berechnet werden und die Zahnbreiten durch Vorgabe von Modul und Schrägungswinkel abgeschätzt werden [27]. Damit sind die wesentlichen Parameter des Getriebes vorausgelegt und es kann ein erstes CAD-Modell erstellt werden, anhand dessen die Bauraumsituation analysiert und das Getriebelayout entsprechend angepasst werden kann.

Im nächsten Schritt wird das CAD-Modell mithilfe der Software CAD-Fusion von ROMAX Technology in Romax Designer importiert. In dieser Software erfolgt die Festigkeitsberechnung der Wellen, Verzahnungen und Lebensdauerberechnungen der Lager. Anschließend können in Romax Designer Wirkungsgradkennfelder berechnet und analysiert werden.

Wenn dieser Prozess abgeschlossen ist, wird das überarbeitete Getriebemodell wiederum mithilfe von CAD-Fusion in eine CAD-Software exportiert, wo die Integration der Schaltaktuatorik und das Gehäusedesign erfolgen kann (siehe Abbildung 23). In der Praxis läuft der beschriebene Prozess iterativ mit Schleifen innerhalb der Teilprozesse ab, insgesamt hat sich das Vorgehen anhand der beschriebenen Methodik aber bewährt.



**Abbildung 23: Detaillierungsschritte bei der Entwicklung des Getriebes**



**Abbildung 24: Methodik bei der Grobauslegung des Getriebes**

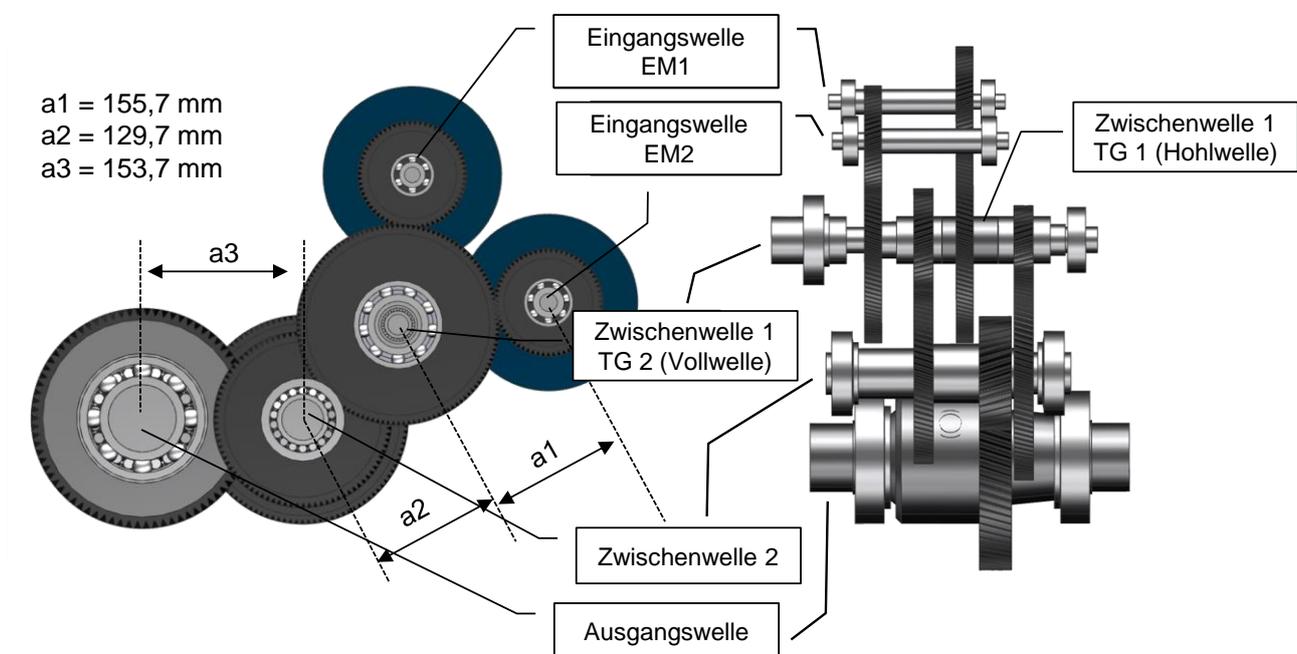
## Radsatz und Schaltaktorik

Die Übersetzungen des im Folgenden beschriebenen Radsatzes betragen<sup>4</sup>:

- Gesamtübersetzung des ersten Gangs  $i_{1,1} = i_{2,1} = 12,8$
- Gesamtübersetzung des zweiten Gangs  $i_{1,2} = i_{2,2} = 7$
- Übersetzung zwischen EM-Eingangswelle und erster Zwischenwelle  $i_{1,konst} = i_{2,konst} = 2$

Um die Gesamtübersetzung des ersten Gangs zu erreichen, muss die Übersetzung von Zwischenwelle zum Differential  $\frac{12,8}{2} = 6,4$  betragen. Würde man dies über eine Stufe erreichen wollen, ergäbe sich ein sehr großer Durchmesser des Rads am Final Drive, der die Grenzen des Bauraums überschreiten würde. Daher wird das Getriebe mit drei Stufen ausgeführt.

Eine Front- und Seitenansicht des Radsatzes ist in Abbildung 25 dargestellt.



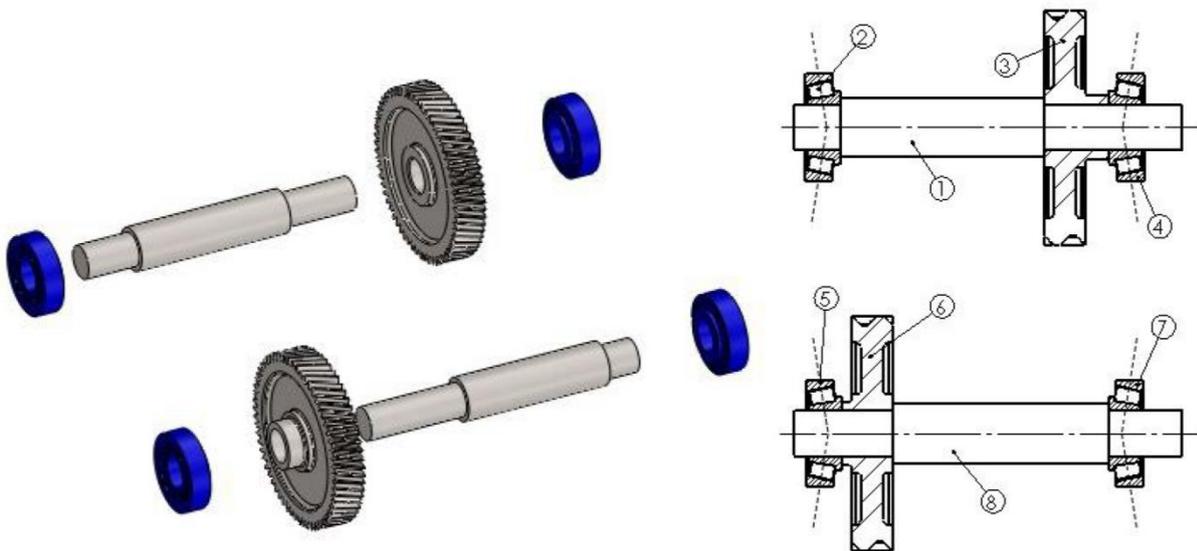
**Abbildung 25: Aufbau und Achsabstände des Radsatzes**

Die Gestaltung der Wellen inklusive Wellenfestigkeitsnachweisen, eine erste Verzahnungsauslegung und die Lebensdauerberechnung der Lager erfolgten mithilfe von Romax Designer. Die Beschreibung der konstruktiven Details würde an dieser Stelle zu weit führen,

<sup>4</sup> Am Ende des Projekts wurde eine weitere Optimierung mit einer anderen Verbrennungskraftmaschine durchgeführt. Daher weichen die hier aufgeführten Übersetzungen von denen in Kapitel 0 ab. Bei der am Ende des Projekts verwendeten VKM handelt es sich um einen 3-Zylinder Turbomotor, der auch im Folgeprojekt zum Einsatz kommen soll.

können aber in [28] nachgelesen werden. Im Folgenden soll ein kurzer Überblick über die Auslegung der einzelnen Teile gegeben werden.

Die Eingangswellen beider Teilgetriebe sind nahezu identisch. Beide haben eine Länge von 169 mm und einen Durchmesser von 20 mm an den Lagersitzen, und sind mit Kegelrollenlagern in X-Anordnung gelagert.



| Item | Part                             | Item | Part                             |
|------|----------------------------------|------|----------------------------------|
| 1    | Input shaft to hollow shaft      | 5    | In. S Left taper roller bearing  |
| 2    | In. H Left taper roller bearing  | 6    | Cnst Stage S pinion              |
| 3    | Cnst Stage H pinion              | 7    | In. S Right taper roller bearing |
| 4    | In. H Right taper roller bearing | 8    | Input shaft to solid shaft       |

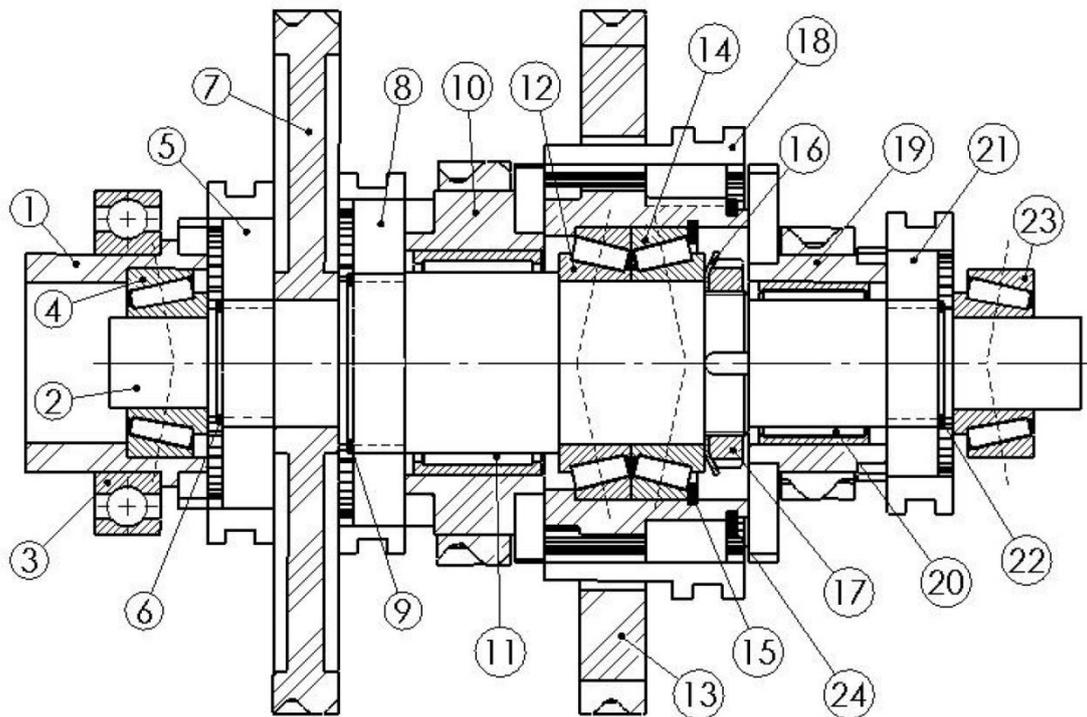
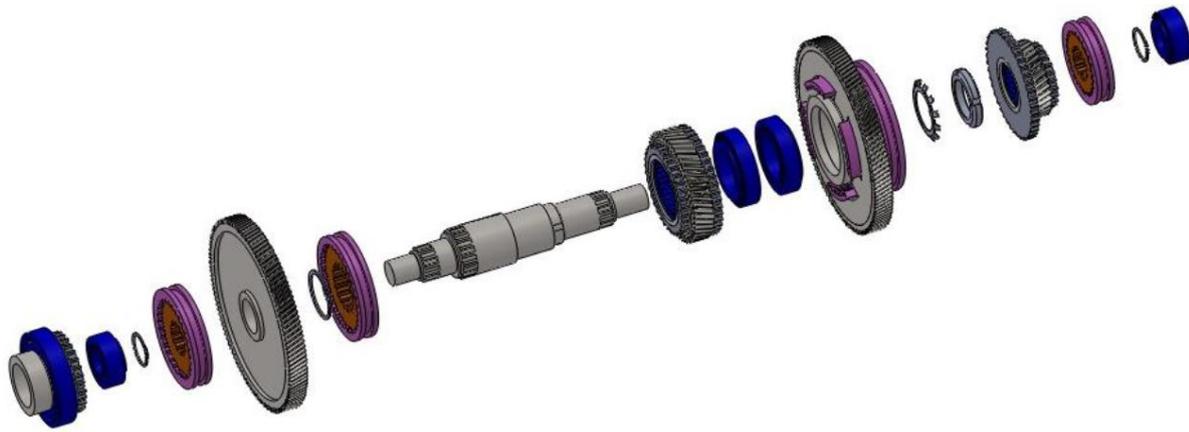
**Abbildung 26: Schnitt- und Explosionsdarstellung der Eingangswellen 1 und 2**

Der Wellenfestigkeitsnachweis ergibt Sicherheitsfaktoren für die beiden Eingangswellen von 2,8 bzw. 2,9 und die Überprüfung der Lager ergibt Lebensdauern von  $2 \cdot 10^5 h$ , wobei für die geforderten 150.000 km ca. 4000 h ausreichend sind. Die Verzahnungen wurden anhand von Empfehlungen des Romax Designer derart ausgelegt, dass die Sicherheitsfaktoren mindestens 1,5 betragen. Einige Basisinformationen zu den Verzahnungen der einzelnen Stufen sind in Tabelle 4 zusammengefasst.

**Tabelle 4: Wesentliche Parameter der Verzahnungen**

| Gear set             |        | Ratio  | Normal module (mm) | Face width (mm) | Number of teeth | Working pitch diameter (mm) |
|----------------------|--------|--------|--------------------|-----------------|-----------------|-----------------------------|
| Constant stage       | Pinion | 1,9048 | 1,5                | 18              | 63              | 99,834                      |
|                      | Wheel  |        |                    |                 | 120             | 190,160                     |
| 1 <sup>st</sup> gear | Pinion | 2,8485 | 2,0                | 20              | 33              | 70,158                      |
|                      | Wheel  |        |                    |                 | 94              | 199,845                     |
| 2 <sup>nd</sup> gear | Pinion | 1,5400 | 2,0                | 20              | 50              | 106,300                     |
|                      | Wheel  |        |                    |                 | 77              | 163,883                     |
| End stage            | Pinion | 2,3929 | 3,0                | 30              | 28              | 89,601                      |
|                      | Wheel  |        |                    |                 | 67              | 214,403                     |

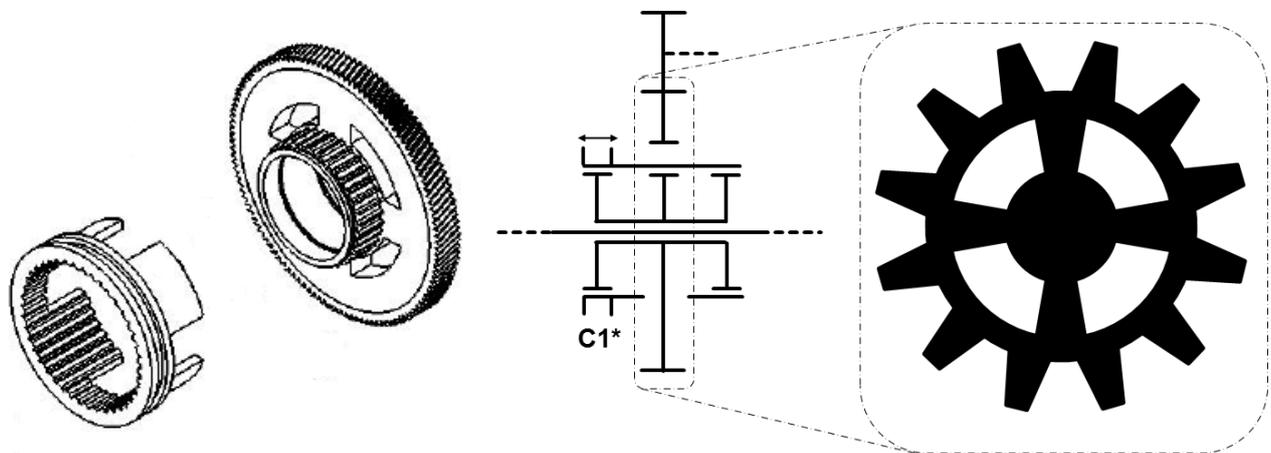
Von den Eingangswellen führt der Leistungsfluss über Zwischenwelle 1 für TG1 und Zwischenwelle 1 von TG2. Dabei handelt es sich um eine Voll- und eine Hohlwelle, auf denen die Schaltmuffen für die Gangschaltung montiert werden. Eine Schnittzeichnung beider Zwischenwellen ist in Abbildung 27 zu finden. Auf der Vollwelle (2) befindet sich das Festrad (7), das mit dem Ritzel der Eingangswelle 2 kämmt, die beiden Losräder für den ersten (19) und zweiten Gang (10), die Kupplung C5 (5), über die der Verbrennungsmotor eingekuppelt werden kann, und die Kupplungen C3 (8) und C4 (21), über die der erste bzw. zweite Gang in TG2 eingelegt werden kann. Alle Kupplungen, inklusive der Kupplung C5 zur Anbindung des Verbrennungsmotors sind hier als Klauenkupplungen ohne Synchronringe ausgeführt.



| Item | Part                         | Item | Part                          |
|------|------------------------------|------|-------------------------------|
| 1    | ICE shaft                    | 13   | Hollow shaft                  |
| 2    | Main shaft                   | 14   | H. Right taper roller bearing |
| 3    | ICE ball bearing             | 15   | Retaining ring DIN472         |
| 4    | M. Left taper roller bearing | 16   | MB8 lock washer               |
| 5    | ICE clutch                   | 17   | KM8 locknut                   |
| 6    | Retaining ring DIN471        | 18   | H. Clutch                     |
| 7    | Cnst St S Wheel              | 19   | 1stG carrier                  |
| 8    | 2ndG-Solid clutch            | 20   | 1stG needle bearing           |
| 9    | Retaining ring DIN471        | 21   | 1stG-Solid clutch             |
| 10   | 2ndG carrier                 | 22   | Retaining ring DIN471         |
| 11   | 2ndG needle bearing          | 23   | M. Right taper roller bearing |
| 12   | H. Left taper roller bearing | 24   | Retaining ring DIN471         |

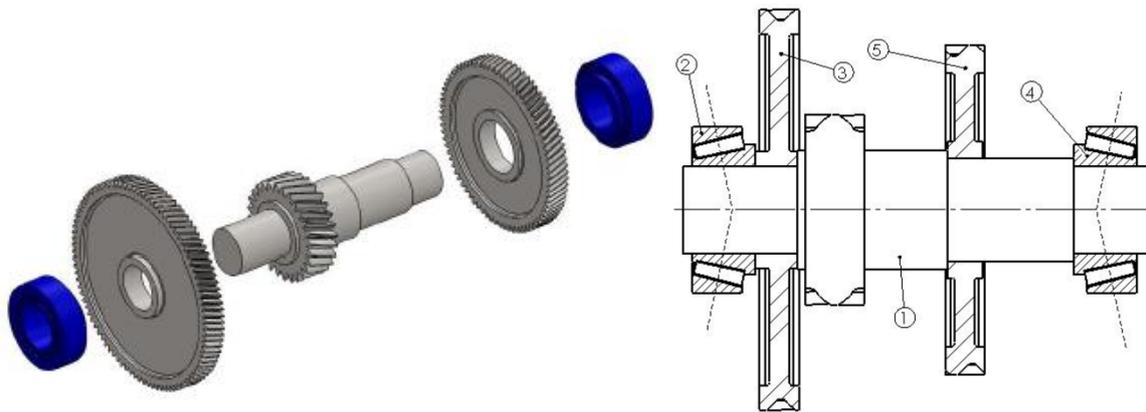
**Abbildung 27: Schnitt- und Explosionsdarstellung von Zwischenwelle 1 in TG1 und Zwischenwelle 1 in TG2**

Die Zwischenwelle 1 des TG1 ist als Hohlwelle mit zwei Kegelrollenlagern in O-Anordnung (12,14) auf der Vollwelle gelagert. Darauf befindet sich Zahnrad 13, das mit dem Ritzel der Eingangswelle 1 kämmt. In der Strichskizze in Abbildung 19 werden die Gänge über die Kupplungen C1 und C2 eingelegt. Die konstruktive Ausführung in Abbildung 27 zeigt eine innovative Lösung, die es ermöglicht, die beiden Losräder (10) und (19) über nur eine spezielle Schalmuffe einzulegen [1]. Durch Aussparungen im Zahnrad kann diese Spezialmuffe durch das Zahnrad hindurch einen Gang einlegen. Dies ist möglich, da die Muffe und das Zahnrad drehfest über die Hohlwelle miteinander verbunden sind. Das Prinzip ist in Abbildung 27 zu erkennen, wird aber durch Abbildung 28 noch verdeutlicht. Es sei erwähnt, dass die Festigkeit der Spezialmuffe bisher noch nicht untersucht wurde. Es handelt sich hierbei um einen Entwurf, der noch im Detail analysiert und ausgelegt werden müsste. Potentiell lässt sich durch die Spezialmuffe axialer Bauraum einsparen.



**Abbildung 28: Prinzip der Spezialmuffe**

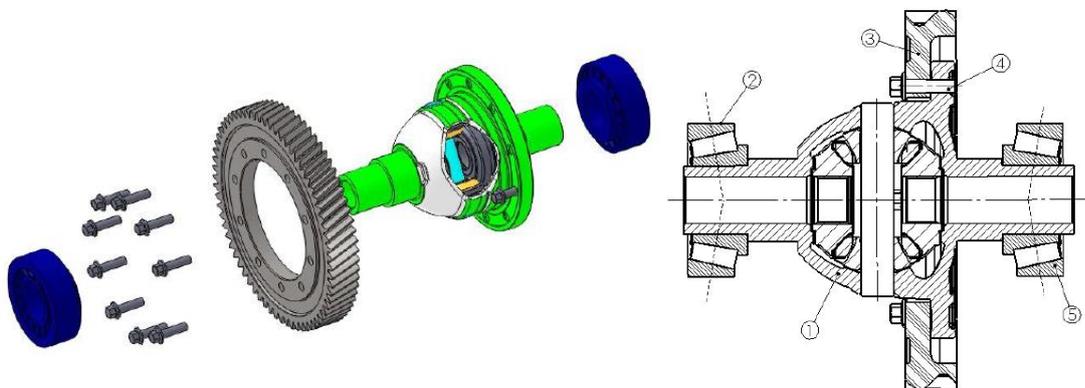
In Abbildung 29 ist ein Schnitt (links), eine Explosionszeichnung (mitte) und eine Teileliste (rechts) der Zwischenwelle 2 dargestellt. Darauf sind das Ritzel für den Final Drive sowie die beiden Zahnräder (3 und 5), die mit den Losrädern der Zwischenwelle 1 kämmen, montiert. Die Welle wird durch zwei Kegelrollenlager in X-Anordnung gelagert.



| Item | Part                          |
|------|-------------------------------|
| 1    | Counter shaft                 |
| 2    | C. Left taper roller bearing  |
| 3    | 1stG wheel                    |
| 4    | C. Right taper roller bearing |
| 5    | 2ndG wheel                    |

**Abbildung 29: : Schnitt- und Explosionsdarstellung von Zwischenwelle 2**

Ebenfalls durch Zylinderrollenlager in X-Anordnung ist das Differential gelagert. Der Zahnkranz für die Verzahnung des Final Drive wird mit dem Differentialkorb verschraubt.

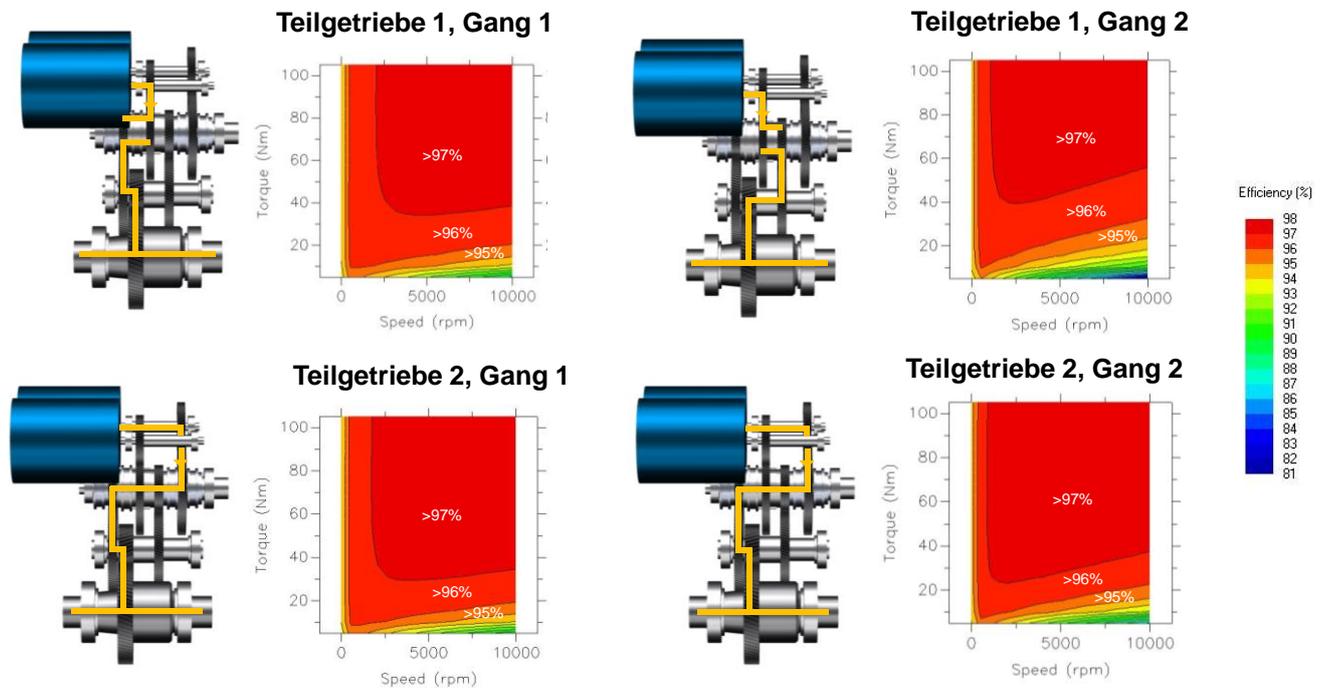


| Item | Part                            |
|------|---------------------------------|
| 1    | Differential cage               |
| 2    | Diff Left Taper roller bearing  |
| 3    | End Stage Wheel                 |
| 4    | 10 x ISO 4162 M8x30 bolts       |
| 5    | Diff Right Taper roller bearing |

**Abbildung 30: Schnitt- und Explosionsdarstellung des Differentials**

## Wirkungsgradkennfelder

Mithilfe des in Romax Designer aufgebauten Getriebemodells können Getriebeverluste berechnet und Wirkungsgradkennfelder generiert werden, welche in den Simulationsmodellen zugrunde gelegt werden. Die Wirkungsgradkennfelder des zuvor beschriebenen Radsatzes sind in Abbildung 31 dargestellt.



**Abbildung 31: Wirkungsgradkennfelder des Getriebes bei 70°C Öltemperatur (SAE75W)**

Die Wirkungsgradkennfelder zeigen die typische Abnahme des Wirkungsgrads mit steigenden Drehzahlen, insbesondere bei geringen Lasten. In großen Teilen des Betriebsbereichs liegt der Wirkungsgrad in beiden Teilgetrieben und beiden Gängen bei 96% – 98%. Dies ist ein gutes Ergebnis und bestätigt die Annahme, dass es sich um einen effizienten Getriebeaufbau handelt. Bei der genaueren Analyse der Verluste zeigt sich, dass die Lagerverluste die Gesamtverluste dominieren. An der Lagerung besteht noch Potential zur Wirkungsgradsteigerung z.B. durch Ersetzen der angestellten Lagerungen durch Fest-Los-Lagerungen.

## E-MASCHINENAUSLEGUNG

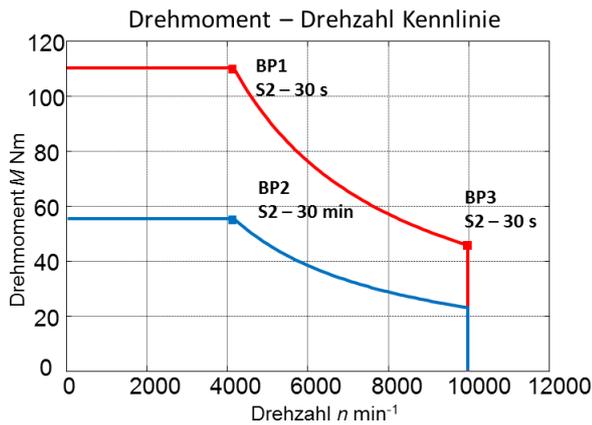
Bei der Auslegung der E-Maschinen muss zunächst beachtet werden, dass aufgrund der vorgegebenen Fahrzeugabmessungen nur begrenzter Bauraum zur Verfügung steht. Dadurch ist das Motorvolumen vorgegeben. Da die Anforderungen aus dem Lastenheft mit diesem Volumen erfüllt werden müssen, ist eine hohe Leistungs- und Drehmomentdichte der E-Maschine erforderlich. Für den Maschinenentwurf wird eine Permanentmagnet-Synchronmaschine mit vergrabenen Magneten (IPMSM = interior permanent magnet synchronous machine) gewählt, bei welcher zusätzlich das Reluktanzmoment aufgrund der Differenz der magnetischen Widerstände in d- und q-Achse zur Drehmomentbildung genutzt werden kann. Der kleine Luftspalt einer IPMSM ermöglicht außerdem eine gute Feldschwächbarkeit und somit hohe Maschinendrehzahlen.

### Grundlegender Entwurf

Zu Beginn des Maschinenentwurfs werden die Randbedingungen aus den Anforderungen des Projekts festgelegt. Die Bemessungsdauerleistung soll 24 kW betragen, was einem Bemessungsdrehmoment von 55 Nm und einer Bemessungsdrehzahl von 4167 1/min entspricht. Die maximale Leistung von 48 kW wird durch eine 100%ige Überlastbarkeit (110 Nm) bei Nenndrehzahl definiert. Um die Anforderung an die maximale Geschwindigkeit von 180 km/h zu erfüllen, wird die Maximaldrehzahl zu 10000 1/min festgelegt. Daraus ergeben sich die drei Betriebspunkte BP1 bis BP3, welche in Tabelle 5 zusammengefasst sind. Die Magnete im Rotor der IPMSM werden V-förmig angeordnet. Das Kühlkonzept der Maschine sieht eine Flüssigkeitsmantelkühlung vor, um bei den notwendigen Leistungsdichten die Maximaltemperatur der Statorwicklung unter 200 °C zu halten.

**Tabelle 5: Untersuchte Betriebspunkte des Prototypmotors**

|             | BP1           | BP2             | BP3                |
|-------------|---------------|-----------------|--------------------|
|             | Überlastpunkt | Bemessungspunkt | Feldschwächbereich |
| Betriebsart | S2 – 30 s     | S2 – 30 min     | S2 – 30 s          |
| Leistung    | 48 kW         | 24 kW           | 48 kW              |
| Drehzahl    | 4167 1/min    | 4167 1/min      | 10000 1/min        |
| Drehmoment  | 110 Nm        | 55 Nm           | 45,8 Nm            |



**Abbildung 32: Drehmoment-/Drehzahl-Kennlinie mit den geforderten Betriebspunkten**

Der Statorinnendurchmesser  $d_{si}$  und die aktive Eisenlänge  $l_{Fe}$  können mit Hilfe der sog. *Esson'schen* Ausnützungsziffer  $C$  abgeschätzt werden, welche sich aus der Luftspaltscheinleistung  $S_{\delta}$  pro Statorbohrungsvolumen und Drehzahl berechnet. Sie kann ebenfalls aus der Amplitude der Grundwelle der Luftspaltflussdichte  $B_{\delta 1}$ , dem effektiven Strombelag  $A_s$  und dem Grundwellen-Wicklungsfaktor  $k_{w1}$  bestimmt werden. In diesem Projekt wird bedingt durch den begrenzten Bauraum eine Hochgeschwindigkeitsmaschine mit hoher elektromagnetischer Ausnützung verwendet.

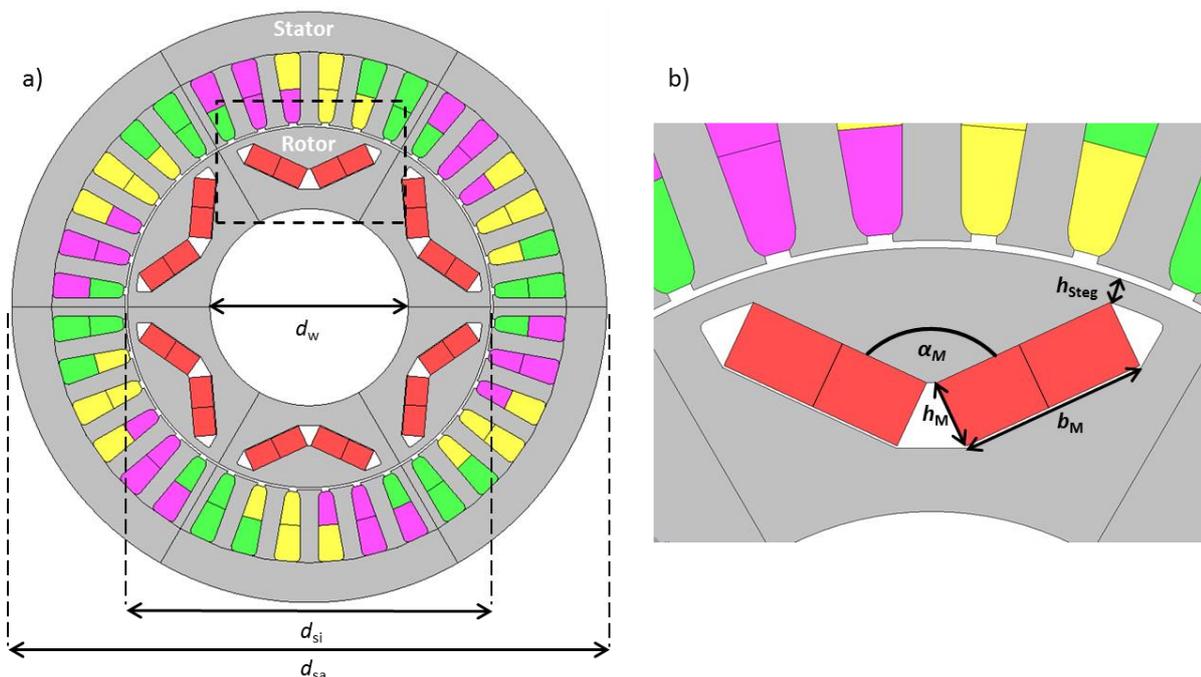
$$C = \frac{S_{\delta}}{d_{si}^2 \cdot l_{Fe} \cdot n_{syn}} = \frac{\pi^2}{\sqrt{2}} \cdot k_{w1} \cdot A_s \cdot B_{\delta 1} \quad (13)$$

Unter Vernachlässigung aller Verlustgruppen, außer den statorseitigen Stromwärmeverlusten, ist die thermische Ausnützung der Maschine als Produkt des Strombelags  $A_s$  und der Stromdichte  $J_s$  in der Statorwicklung definiert. Im Regelfall erfordert eine elektromagnetisch hochausgenützte Maschine auch eine hohe thermische Ausnützung und somit ein stärkeres Kühlsystem. Zur Kühlung der Maschine wird deshalb eine Flüssigkeitsmantelkühlung mit schraubenförmigen Kühlkanälen eingesetzt, welche eine gute Wärmeabfuhr zwischen Motor und Kühlmittel ermöglicht. Unter Zuhilfenahme früherer Arbeiten am Institut und der Firma THIEN eDrives wird die *Esson'sche* Zahl  $C$  auf einen Wert von etwa  $5 \text{ kVA} \cdot \text{min}/\text{m}^3$  und die thermische Ausnützung auf  $5000 \text{ (A/cm)} \cdot \text{(A/mm}^2\text{)}$  festgelegt.

Der Stator hat halboffene Nuten mit konstanter Zahnbreite. Zur Reduzierung der harmonischen Komponenten der Luftspaltflussverkettung wird die Wicklung als gesehnte Zweischichtwicklung ausgeführt ( $W/\tau_p = 5/6$ ). Die Lochzahl beträgt  $q = 2$  bei einer Polzahl von  $2p = 6$ . Durch die 6-fache Parallelschaltung der Statorwicklung je Strang ergibt sich eine maximale Windungszahl je Parallelzweig und dementsprechend eine minimale Größe des Leiterquerschnitts je Spule, was die Verluste durch Stromverdrängung 1. und 2. Art verringert. Es werden dadurch nur 4 parallele Drähte je Windung ( $2 \times 0,8 \text{ mm}$  und  $2 \times 0,67 \text{ mm}$ ) in einer Spule verwendet. Es wird ein Nutfüllfaktor von 45 % erreicht. Der Wicklungsfaktor der Grundschwingung liegt bei  $k_{w1} = 0,933$ ,

und der Ohm'sche Widerstand je Strang beträgt  $R_{s,20\text{ °C}} = 21,1\text{ m}\Omega$  bei  $20\text{ °C}$  und  $R_{s,120\text{ °C}} = 29,4\text{ m}\Omega$  bei  $120\text{ °C}$ . Die Parameter der Statorwicklung sind in Tabelle 3 aufgeführt.

Um eine permanente Entmagnetisierung bei hohen Magnettemperaturen zu vermeiden wird der Magnettyp VACODYM 863 eingesetzt, welcher eine Remanenzflussdichte von  $B_R = 1,15\text{ T}$  bei  $100\text{ °C}$  und eine kritische magnetische Feldstärke am Kniepunkt von  $H_{\text{krit}} = 1170\text{ kA/m}$  bei  $100\text{ °C}$  bzw.  $H_{\text{krit}} = 818\text{ kA/m}$  bei  $150\text{ °C}$  aufweist. Die Festlegung der Rotorabmessungen erfolgt iterativ. Zunächst werden die veränderlichen Parameter definiert, zum Beispiel: Magnethöhe  $h_M$ , Magnetbreite  $b_M$ , Magnetwinkel  $\alpha_M$ , Steghöhe  $h_{\text{Steg}}$  und der Winkel zwischen den Magneten  $a_M$ . Die Steghöhe  $h_{\text{Steg}}$  muss groß genug gewählt werden, um den Zentrifugalkräften bei der Schleuderdrehzahl von  $1,2 \times 10000\text{ 1/min}$  zu widerstehen, sollte aber nicht überdimensioniert werden, um magnetische Streuflüsse zu reduzieren. Zudem darf bei hohen Magnettemperaturen im Stoßkurzschlussfall keine Rotor-Entmagnetisierung auftreten. Bei einer IPMSM ist es zudem wichtig, einen möglichst großen Reluktanzunterschied ( $L_q/L_d$ ) zu erreichen, um bei gleichem Strom mehr Drehmoment zu erzeugen. Nach mehreren Iterationsschritten stehen die Rotorabmessungen fest. Die gewählte Auslegung von Stator und Rotor ist in Abbildung 33 und Tabelle 6 dargestellt. Zur Verringerung des Rastmoments und der Drehmomentwelligkeit unter Last wird der Rotor in fünf Abschnitte unterteilt und gestaffelt. Zusätzlich zu den sich somit ergebenden fünf Magnetsegmenten in axialer Richtung sind die Magnete in zwei Segmente je Pol in Umfangsrichtung aufgeteilt. Beide Maßnahmen dienen der Reduzierung von Wirbelströmen und somit von Verlusten in den Magneten.



**Abbildung 33: Hauptabmessungen des Prototyp-Motors a) Komplettes Modell b) Vergrößerung der Rotorgeometrie (Programm JMAG)**

**Tabelle 6: Geometrieparameter von Stator und Rotor**

|                        |          |                 |      |                   |            |    |      |
|------------------------|----------|-----------------|------|-------------------|------------|----|------|
| Statoraußendurchmesser | $d_{sa}$ | mm              | 150  | Luftspaltweite    | $\delta$   | mm | 0,6  |
| Statorinnendurchmesser | $d_{si}$ | mm              | 92,8 | Polzahl           | $2p$       | -  | 6    |
| Aktive Eisenlänge      | $l_{Fe}$ | mm              | 140  | Polteilung        | $\tau_p$   | mm | 48,6 |
| Statorjochhöhe         | $h_{sj}$ | mm              | 10,3 | Magnethöhe        | $h_M$      | mm | 5,5  |
| Anzahl der Statornuten | $Q_s$    | -               | 36   | Magnetbreite      | $b_M$      | mm | 15   |
| Statorzahnbreite       | $b_{sz}$ | mm              | 4,6  | Magnetwinkel      | $\alpha_M$ | °  | 130  |
| Statornutöffnung       | $s_Q$    | mm              | 2    | Wellendurchmesser | $d_w$      | mm | 50   |
| Statornutfläche        | $A_Q$    | mm <sup>2</sup> | 91   | Steghöhe          | $h_{Steg}$ | mm | 2    |

**Tabelle 7: Statorwicklungsparameter**

|   |                       |         |
|---|-----------------------|---------|
| Anzahl der Windungen pro Spule          | $N_c$                 | 12      |
| Anzahl der parallelen Zweige            | $a_a$                 | 6       |
| Anzahl der parallelen Drähte je Windung | $a_i$                 | 4       |
| Anzahl der Windungen je Strang          | $N_s$                 | 24      |
| Schaltungsvariante                      |                       | Y       |
| Nutfüllfaktor                           | $k_f$                 | 0,45    |
| Grundwellen-Wicklungsfaktor             | $k_{w1}$              | 0,933   |
| Widerstand je Strang (bei 120 °C)       | $R_{s,120\text{ °C}}$ | 29,4 mΩ |
| Sehnung                                 | $W/\tau_p$            | 5/6     |

## Elektromagnetische Simulationen

Die elektromagnetischen Eigenschaften der Maschine werden mit Hilfe der FEM-Software JMAG durchgeführt. Aufgrund der geometrischen und elektromagnetischen Periodizität des Prototyp-Motors wird nur ein Sechstel der Maschine unter Berücksichtigung der antiperiodischen Randbedingung simuliert (Abbildung 34). Somit lassen sich die magnetischen Feldverteilungen, die induzierte Spannung im Leerlauf und unter Last, das Rastmoment und die Ummagnetisierungsverluste berechnen. Um numerische Berechnungsfehler zu minimieren, wird der Luftspalt in drei Schichten vernetzt. Die obere Schicht wird dem Stator zugeordnet und steht daher still. Das Luftspaltdrehmoment wird in der mittleren Schicht mit Hilfe des Maxwell'schen Spannungstensors berechnet. Aus diesem Grund sollte das Netz quadratische Elemente im Luftspalt haben, um numerische Artefakte zu vermeiden. Während sich der Rotor im Zeitschrittverfahren weiter bewegt, wird das Netz in der mittleren Schicht automatisch neu generiert. Die untere Schicht gehört zum rotierenden Bereich des Modells und steht relativ zum Rotor still. Das Blechpaket besteht aus 0,35 mm dickem Elektroblech (Typ: SURA® M270-35A).

Dieses weist eine hohe Permeabilität und eine geringe Verlustziffer auf und ist somit für eine Anwendung in elektrisch betriebenen Fahrzeugen geeignet. Bei den Simulationen wird eine Magnettemperatur von  $\vartheta_{\text{Mag}} = 100 \text{ °C}$  und eine Wicklungstemperatur von  $\vartheta_s = 120 \text{ °C}$  angenommen. Diese entspricht der mittleren Temperatur im Betriebspunkt BP2.

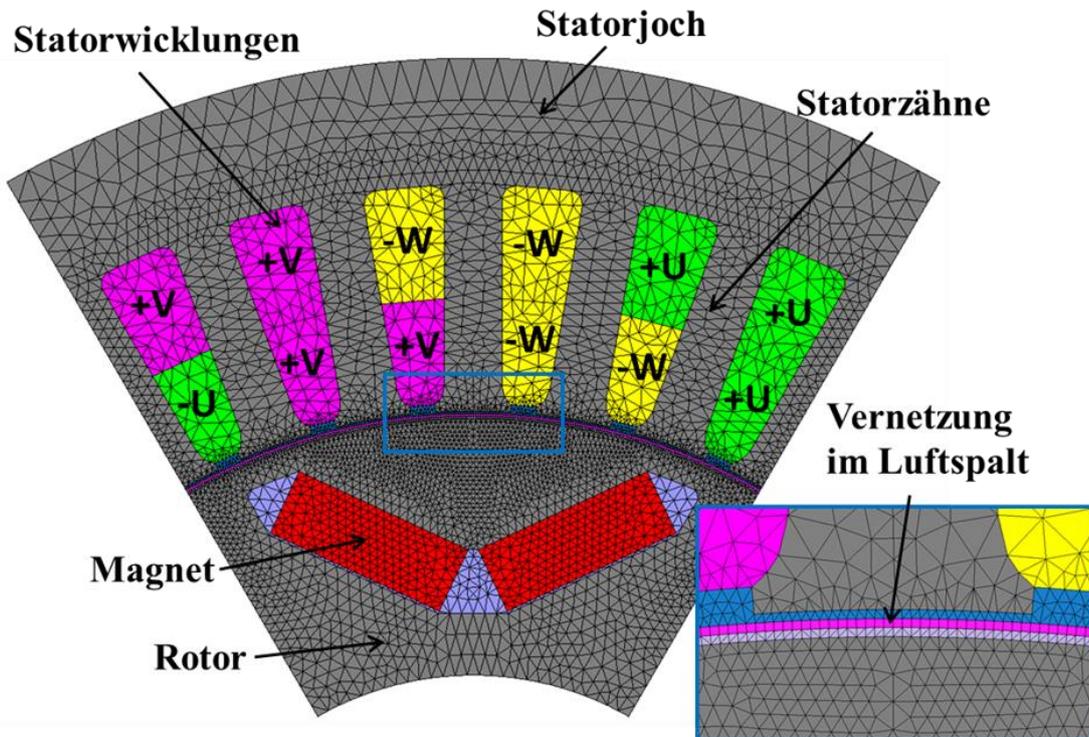
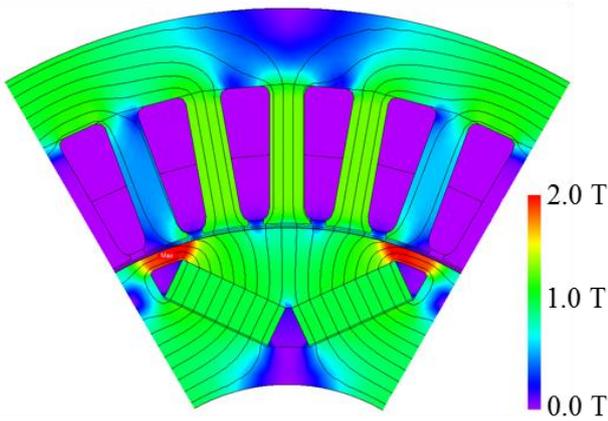


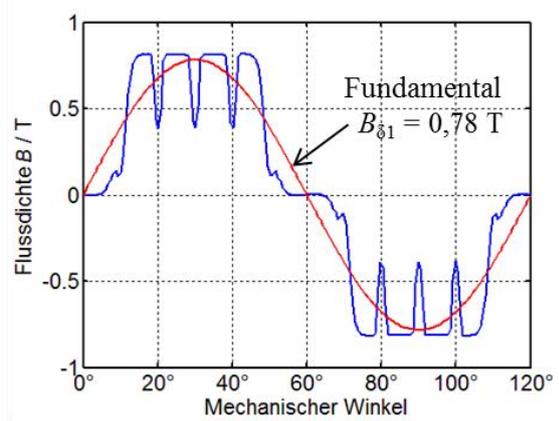
Abbildung 34: 2D Finite-Elemente-Modell des Prototyp-Motors (JMAG Designer)

## Leerlauf

Die berechnete Leerlauf-Feldverteilung ist in Abbildung 36 dargestellt. Im Bereich der Rotor-Stege konzentriert sich der magnetische Fluss, was zu lokaler Sättigung führt. Außer in diesem Bereich tritt in keinem weiteren Teil des Motors Sättigung auf. Die Flussdichte im Statorzahn beträgt etwa 1,25 T und im Statorjoch etwa 1,1 T. Abbildung 35 zeigt die radiale Komponente der Flussdichte in der Mitte des Luftspaltes. Bedingt durch die Streuflüsse hat die Flussdichte in der Pollücke einen niedrigen Wert. Die Grundwelle der Luftspaltflussdichte kann per Fourier-Reihenentwicklung bestimmt werden. Sie hat eine Amplitude von  $B_{10} = 0,78 \text{ T}$ . Zusätzlich ist die Stator-Nutharmonische deutlich erkennbar. Diese verursacht ein ungewünschtes Rastmoment, welches durch die erwähnte axiale Staffelung des Rotors verringert wird. Für den Prototyp erfolgt die Aufteilung in fünf axiale Rotorsegmente mit einem Staffelwinkel von  $\alpha / 5 = 2^\circ$ .

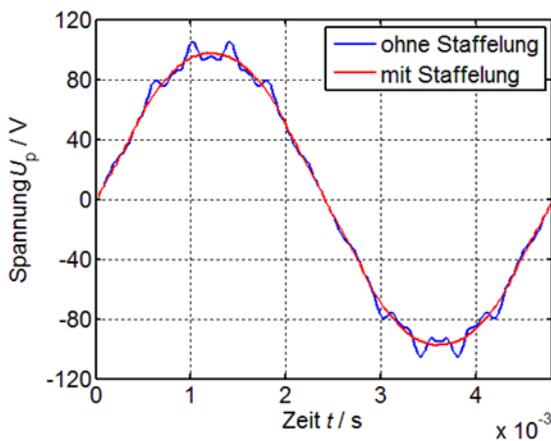


**Abbildung 36: Berechnete Verteilung der magnetischen Flussdichte B im Leerlauf**

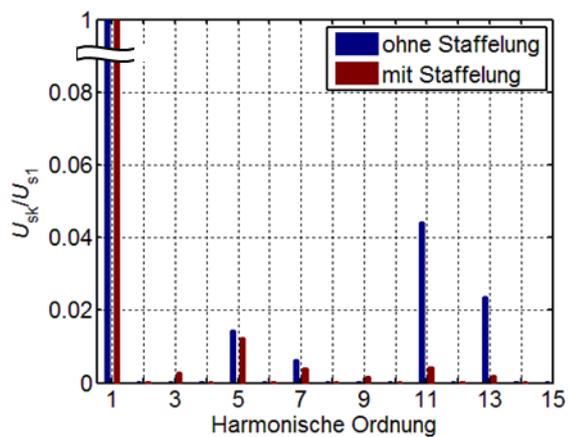


**Abbildung 35: Berechnete Luftspaltflussdichte im Leerlauf**

Die induzierte Spannung ist proportional zur Drehzahl und zur Stator-Flussverketung. Um den Einfluss der Staffelung zu verdeutlichen, sind in Abbildung 38 die berechneten Leerlaufspannungen für Bemessungsdrehzahl  $n_N = 4167$  1/min gegenübergestellt. Im gestaffelten Fall sind die harmonischen Spannungs-Komponenten weniger stark ausgeprägt. Besonders die Nutharmonischen 11 und 13 sind deutlich reduziert. Die entsprechende Fourier-Reihenentwicklung der induzierten Spannung liefert harmonische Amplituden, die in Abbildung 37 und Tabelle 8 gezeigt sind.



**Abbildung 38: Berechnete Leerlauf-Strangspannung bei Bemessungsdrehzahl  $n_N = 4167$  1/min**

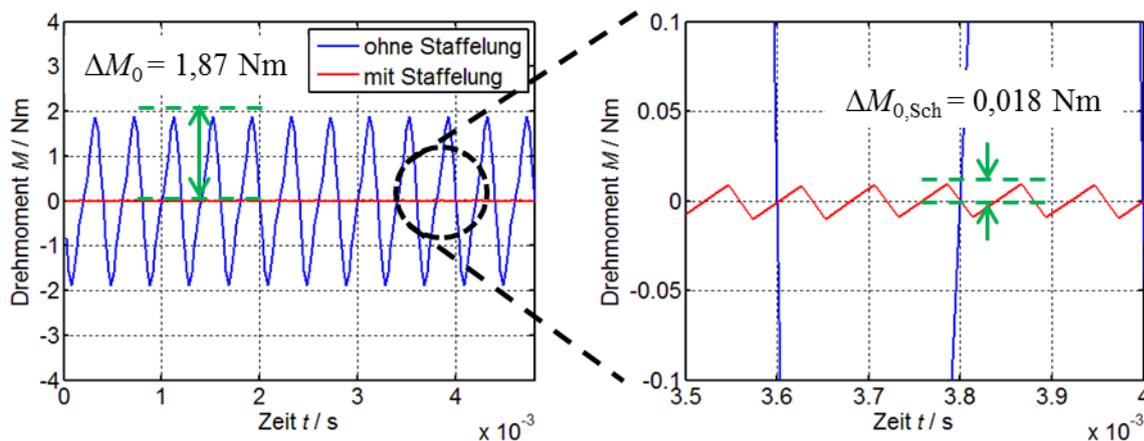


**Abbildung 37: Fourier-Spektrum der berechneten Leerlauf-Strangspannung bei Bemessungsdrehzahl  $n_N = 4167$  1/min**

**Tabelle 8: Harmonische Komponenten der berechneten Leerlauf-Strangspannung bei****Bemessungsdrehzahl  $n_N = 4167$  1/min**

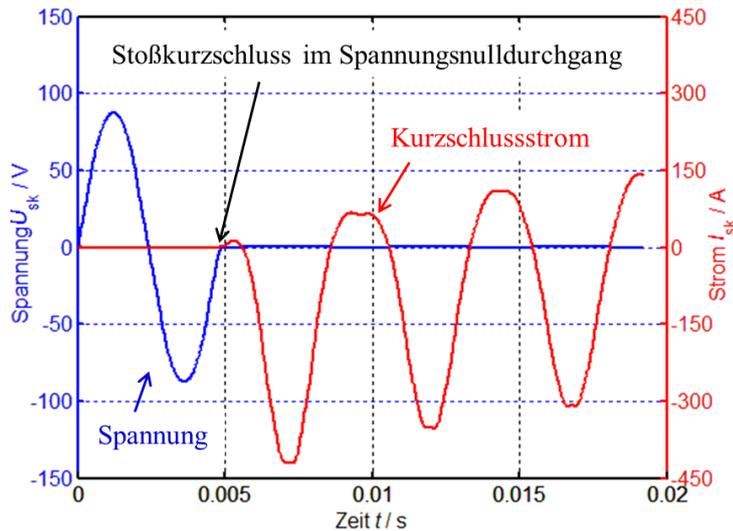
| Harmonische Ordnung | Einheit | 1    | 5    | 7    | 11   | 13   |
|---------------------|---------|------|------|------|------|------|
| Ohne Staffelung     | V       | 99,2 | 1,43 | 0,61 | 4,38 | 2,36 |
|                     | %       | 100  | 1,44 | 0,62 | 4,42 | 2,35 |
| Mit Staffelung      | V       | 98,2 | 1,20 | 0,37 | 0,42 | 0,19 |
|                     | %       | 100  | 1,22 | 0,38 | 0,42 | 0,19 |

Die Interaktion zwischen den Statornuten und den Magneten im Rotor führt aufgrund des Maxwell'schen Zugs zu Nutrasten. Das ist die Tendenz des Rotors, sich in einer bestimmten Lage zum Stator auszurichten. Das Rastmoment tritt bei stromloser Statorwicklung auf und wird bei Belastung durch die Pendelmomente des Statorstroms verstärkt. Es existieren verschiedene Methoden, das Rastmoment und Pendelmoment einer Permanentmagnet-Synchronmaschine zu verringern. In diesem Projekt wird auf die Staffelung des Rotors zurückgegriffen. Abbildung 39 zeigt den Verlauf des Rastmoments. Durch die Staffelung verringert sich der Wert von etwa 3,4 % des Bemessungsmomentes auf 0,03 %.

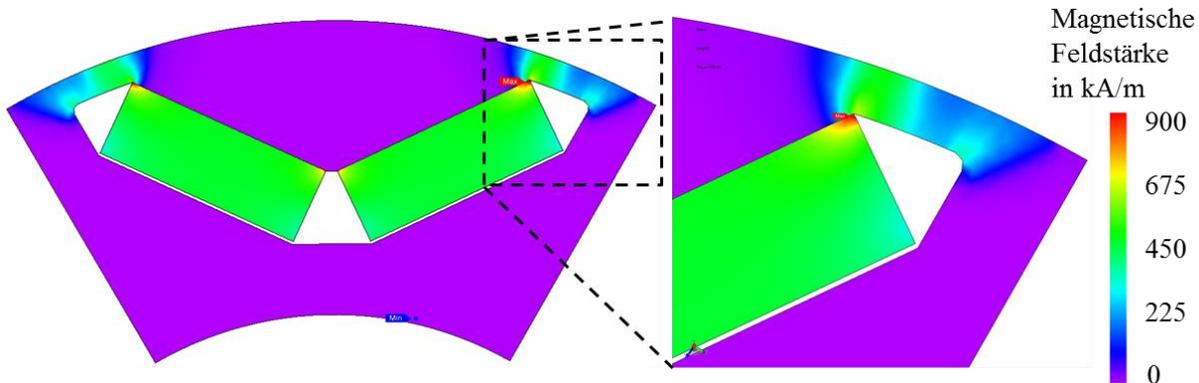
**Abbildung 39: Berechnetes Rastmoment für eine elektrische Periode (4,8 ms) im Leerlauf**

Eine Entmagnetisierung der Magnete führt zu einer Reduktion des Drehmomentes des Motors. Daher wird im folgenden Abschnitt die Entmagnetisierungsgefahr der Magnete überprüft. Die Gefahr der Entmagnetisierung ist abhängig von einem äußeren magnetischen Gegenfeld. Hohe Gegenfelder treten z. B. im Fehlerfall bei elektrischen Maschinen auf. Häufig herrscht die größte Entmagnetisierungsgefahr bei einem dreiphasigen Kurzschluss innerhalb der Maschine. Um zu überprüfen, ob die Magnete in diesem Fehlerfall entmagnetisiert werden, wird eine Simulation eines dreiphasigen Kurzschlusses bei zuvor leerlaufendem Motor in JMAG durchgeführt. Damit der Grenzfall eines maximalen Gegenfeldes betrachtet werden kann, muss die Maschine im Spannungsnulldurchgang z. B. von Phase U kurzgeschlossen werden. Außerdem herrscht eine größere Entmagnetisierungsgefahr bei höherer Temperatur der Magnete. Daher wird eine Magnettemperatur von 150 °C für die Untersuchung der Entmagnetisierung angenommen. Der

berechnete maximale Kurzschlussstrom beträgt etwa 420 A zum Zeitpunkt  $t = 7,17$  ms (Abbildung 40). Die Verteilung der magnetischen Feldstärke zum Zeitpunkt  $t = 7,17$  ms ist in Abbildung 41 zu sehen. In einem kleinen Teil des Magneten ist die Feldstärke höher als die kritische Feldstärke  $H_{krit} = 818$  kA/m bei  $150$  °C. Dieser Bereich umschließt jedoch nur  $0,12$  % der gesamten Magnetfläche und kann damit vernachlässigt werden.



**Abbildung 40: Strangspannung- und Strangstromverlauf in der Phase U bei Stoßkurzschluss im Spannungsnulldurchgang**



**Abbildung 41: Zu Abbildung 40: Magnetische Feldstärke im Rotor bei  $t = 7,17$  ms**

## Lastberechnungen

### Drehmoment und Regelungsstrategie

Der Prototyp-Motor ist für den Betrieb an einem Frequenzumrichter mit der Zwischenkreisspannung  $U_{DC} = 300$  V ausgelegt. Die Anforderungen aus Tabelle 5 müssen erfüllt werden. Aufgrund der vergrabenen Magnete der IPMSM ist die Induktivität der q-Achse deutlich größer als die Induktivität der d-Achse. Diese Differenz erzeugt ein zusätzliches Drehmoment, das

sog. Reluktanzmoment. Das Reluktanzmoment kann als Teil des elektromagnetischen Drehmoments  $M_e$  beschrieben werden, gemäß

$$M_e = \frac{m}{2} p \cdot (k_{sk1} \cdot \Psi_{PM} \cdot i_q + k_{sk2} \cdot (L_d - L_q) \cdot i_d \cdot i_q) \quad (14)$$

$$i_d = i_{s,1} \cdot \sin \beta^*, \quad i_q = i_{s,1} \cdot \cos \beta^* \quad (15)$$

$$k_{sk1} = \frac{\sin \frac{\alpha \cdot p}{2}}{n_{Sch} \cdot \sin \frac{\alpha \cdot p}{2 \cdot n_{Sch}}}, \quad k_{sk2} = \frac{\sin \alpha \cdot p}{n_{Sch} \cdot \sin \frac{\alpha \cdot p}{n_{Sch}}} \quad (16)$$

mit

|                         |  |
|-------------------------|--|
| $m$                     | Strangzahl                                     |
| $p$                     | Polpaarzahl                                    |
| $\Psi_{PM}$             | magnetische Stator-Flussverkeftung der Magnete |
| $L_d$ und $L_q$         | Statorinduktivitäten in d- und q-Achse         |
| $i_d$ und $i_q$         | d- und q-Komponenten des Statorstroms          |
| $k_{sk1}$ und $k_{sk2}$ | Staffelungsfaktoren                            |
| $\alpha$                | Staffelungswinkel                              |
| $n_{Sch}$               | Staffelungsschritte                            |

Zur Berechnung der Staffelungsfaktoren wird der Staffelungswinkel und die Anzahl der Staffelungsschritte verwendet [29]. Durch Variation des Stromwinkels zwischen q-Achse und Statorstrom lässt sich Einfluss auf das erzeugte Drehmoment nehmen (Abbildung 43). Wenn das gewünschte Drehmoment mit geringerem Strom erreicht werden kann, sinken die Statorstromwärmeverluste, was wiederum einen höheren Wirkungsgrad zur Folge hat. Eine wirkungsgradoptimale Betriebsweise der IPMSM erfordert demnach zwingend einen optimierten Statorstrom. Das so beschriebene Regelungsverfahren wird MTPA (= maximum torque per ampere) genannt. Zur Bestimmung des erforderlichen komplexen Statorstromzeigers  $\underline{i}_s$  und seines Winkels  $\beta^*$  (Winkel zwischen q-Achse und  $\underline{i}_s$ ) sind die Isolinien konstanten Drehmoments in der d- und q-Strom-Ebene dargestellt (Abbildung 42). Die rote Linie zeigt die Trajektorie des maximalen Drehmoments bei minimalem Strom. Im Feldschwächbereich und damit auch im Betriebspunkt BP3 muss der Regler die Klemmenspannung an die Spannungsgrenze des Umrichters anpassen, sodass keine MTPA-Regelung mehr möglich ist. In diesem Bereich wird eine andere Regelungsstrategie eingesetzt, welche maximales Drehmoment bei gegebener Spannung erzeugt. Die Berechnungsergebnisse für die erforderlichen Statorströme  $I_s$  und Stromwinkel  $\beta^*$  sowie die Klemmenspannung  $U_{s1}$ , der Leistungsfaktor und die Induktivitäten  $L_d$  und  $L_q$  sind in Tabelle 9 erfasst.

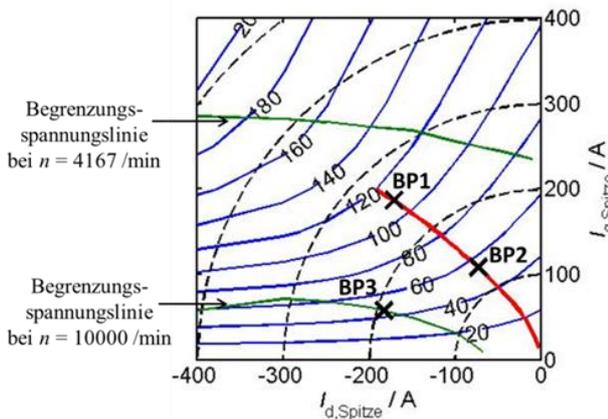


Abbildung 42: Isolinien gleichen Drehmoments in der d-q- Strom-Ebene

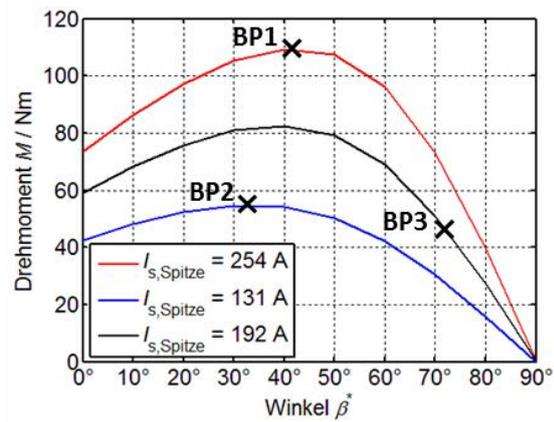


Abbildung 43: Drehmoment in Abhängigkeit des Stromwinkels  $\beta^*$  für die gewählten Betriebspunkte

Tabelle 9: Berechnete Lastparameter für die Betriebspunkte BP1 bis BP3

|                       | Einheit       | BP1    | BP2    | BP3   |
|-----------------------|---------------|--------|--------|-------|
| Drehzahl              | 1/min         | 4167   | 4167   | 10000 |
| Drehmoment            | Nm            | 108,8  | 54,1   | 44,6  |
| Strangspannung (eff.) | V             | 109,6  | 96,2   | 122,4 |
| Frequenz              | Hz            | 208,35 | 208,35 | 500   |
| Strangstrom (eff.)    | A             | 179,4  | 92,5   | 135,7 |
| Stromwinkel $\beta^*$ | °             | 42,4   | 33,9   | 72,5  |
| Leistungsfaktor       | -             | 0,867  | 0,931  | 0,991 |
| $L_d$                 | $\mu\text{H}$ | 250    | 247    | 285   |
| $L_q$                 | $\mu\text{H}$ | 583    | 773    | 835   |
| $P_m$                 | kW            | 47,5   | 23,6   | 46,7  |

### Verlustberechnung und Motorwirkungsgrad

Bei niedrigen Drehzahlen dominieren die Stromwärmeverluste  $P_{d, \text{cu}}$  in der Statorwicklung. Diese werden für eine Wicklungs-Temperatur von 120 °C berechnet. Außerdem werden die Zusatzverluste durch Stromverdrängung berücksichtigt. Die Höhe der Leiter ist dabei klein genug, um diesen Effekt zu reduzieren, der Faktor der Widerstandszunahme beträgt zum Bsp.  $k_R = 1,008$  bei  $f_s = 208,35$  Hz und  $k_R = 1,048$  bei  $f_s = 500$  Hz. Die maximale Schaltfrequenz des Umrichters von 8 kHz und die große Statorinduktivität verursachen nur eine kleine zusätzliche Stromwelligkeit von etwa 1 – 2 % des Grundschwingungsstroms. Die zusätzlichen Verluste durch umrichterbedingte Stromüberschwingungen können somit vernachlässigt werden. Die Ummagnetisierungsverluste im Blechpaket  $P_{d, \text{Fe}}$  werden mit der FEM-Software JMAG ermittelt. Durch die mechanische Bearbeitung (Laserschneiden) erhöhen sich die Verluste. Durch die

größeren Schnittkanten an den Statorzähnen wird der Korrekturfaktor zu  $k_{vt} = 1,8$  gewählt, während im Statorjoch nur ein Faktor von  $k_{vy} = 1,5$  angenommen wird. Aufgrund der vergrabenen Ausführung und der Segmentierung sind die Wirbelstromverluste in den Magneten bei Sinusspeisung relativ gering:  $P_{d,mag} < 1 \text{ W}$ . Sie können vernachlässigt werden. Zusätzlich zu den Verlusten im Prototyp-Motor werden auch die Verluste in den leistungselektronischen Komponenten untersucht. Zur Abschätzung der Verluste im Umrichter  $P_{inv}$  werden Daten der IGBT-Module FF300R07ME4 der Firma *Infineon* verwendet. Die Schaltverluste und Durchlassverluste der verbauten IGBTs und Freilaufdioden werden berücksichtigt [30]. Der Wirkungsgrad des Motors und des Gesamtsystems kann, nachdem alle Verlustgruppen bekannt sind, wie folgt berechnet werden:

$$\eta_{\text{Mot}} = \frac{P_m}{P_{\text{el,in}}} = \frac{P_m}{P_m + P_d}, \quad \eta_{\text{Ges}} = \frac{P_m}{P_{\text{el,in}} + P_{\text{inv}}} \quad (17)$$

$$P_m = P_\delta - P_{d,Fe,s} - P_{d,Fe,r} - P_{d,fr} - (P_{d,cu,AC} - P_{d,cu,DC}) \quad (18)$$

$$P_{\text{el,in}} = P_\delta + P_{d,cu,DC} \quad (19)$$

$$P_d = P_{d,cu,AC} + P_{d,Fe,s} + P_{d,Fe,r} + P_{d,fr} \quad (20)$$

$$P_\delta = 2 \pi n \cdot M_e \quad (21)$$

mit

|                    |                                |
|--------------------|--------------------------------|
| $P_m$              | mechanische Ausgangsleistung   |
| $P_{\text{el,in}}$ | elektrische Eingangsleistung   |
| $P_d$              | Gesamtverlustleistung im Motor |
| $P_\delta$         | Luftspaltleistung              |
| $M_e$              | Luftspaltdrehmoment            |

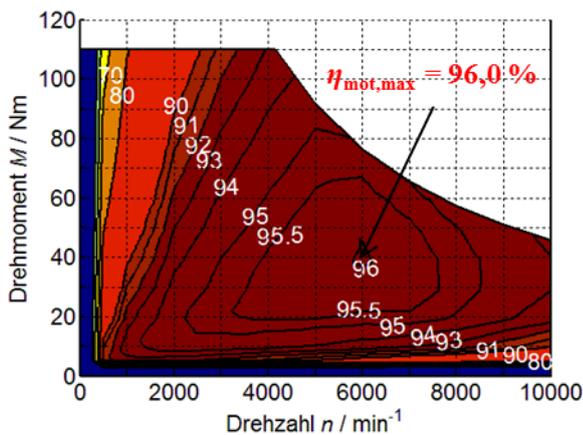
Die Ergebnisse der Berechnungen sind für jeden betrachteten Betriebspunkt in Tabelle 10 zusammengefasst.

**Tabelle 10: Berechnete Verluste und Wirkungsgrade für die Betriebspunkte BP1 bis BP3**

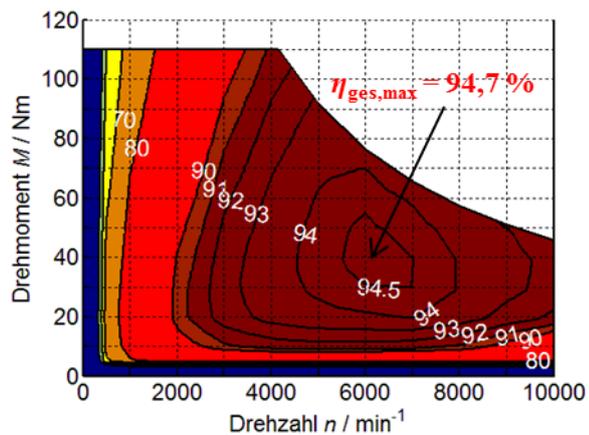
|                                     |               | Einheit | BP1    | BP2   | BP3    |
|-------------------------------------|---------------|---------|--------|-------|--------|
| Stromwärmeverluste (DC)             | $P_{d,cu,DC}$ | W       | 2841,4 | 755,3 | 1625,7 |
| Stromwärmeverluste (AC)             | $P_{d,cu,AC}$ | W       | 2864,9 | 761,5 | 1703,7 |
| Ummagnetisierungsverluste im Stator | $P_{d,Fe,s}$  | W       | 454,5  | 359,7 | 1155,8 |
| Ummagnetisierungsverluste im Rotor  | $P_{d,Fe,r}$  | W       | 36,5   | 26,2  | 126,8  |
| Reibungsverluste                    | $P_{d,fr}$    | W       | 2,1    | 2,1   | 25,3   |

|                         |              |   |        |        |        |
|-------------------------|--------------|---|--------|--------|--------|
| Gesamtverluste im Motor | $P_d$        | W | 3358,0 | 1149,5 | 3011,6 |
| Motorwirkungsgrad       | $\eta_{Mot}$ | % | 93,4   | 95,4   | 93,9   |
| Umrichterverluste       | $P_{inv}$    | W | 1011,8 | 472,3  | 726,9  |
| Gesamtwirkungsgrad      | $\eta_{Ges}$ | % | 91,6   | 93,6   | 92,6   |

Die ermittelten Wirkungsgrade lassen sich anschließend in einem zweidimensionalen Wirkungsgradkennfeld darstellen. Zu diesem Zweck werden diskrete Punkte im Drehmoment/Drehzahl-Diagramm ausgewählt und für diese mit der zuvor beschriebenen Regelungsstrategie die erforderlichen Ströme  $I_s$  und Stromwinkel  $\beta^*$  sowie die Statorfrequenz  $f_s$  bestimmt und mit JMAG analysiert. Anschließend wird der Wirkungsgrad für jeden Punkt bestimmt und im Kennfeld dargestellt (Abbildung 44 und Abbildung 45). Die Wirkungsgrade liegen in einem weiten Betriebsbereich über 90 %. Es wird ein maximaler Motorwirkungsgrad von 96,0 % erreicht und ein maximaler Gesamtwirkungsgrad von 94,7 % bei 6000 1/min und 40 Nm. Bei der Wirkungsgradbestimmung wird angenommen, dass die Statorwicklungstemperatur bei  $\vartheta_{cu} = 120$  °C und die Magnettemperatur bei  $\vartheta_{mag} = 100$  °C liegt. Das auf diese Weise bestimmte Kennfeld kann verwendet werden, um den Energiebedarf des Fahrzeugs mit Hilfe eines Fahrzeug-Simulationsmodells zu berechnen.



**Abbildung 44: Wirkungsgradkennfeld des Prototyp-Motors bei  $\vartheta_{cu} = 120$  °C und  $\vartheta_{mag} = 100$  °C**



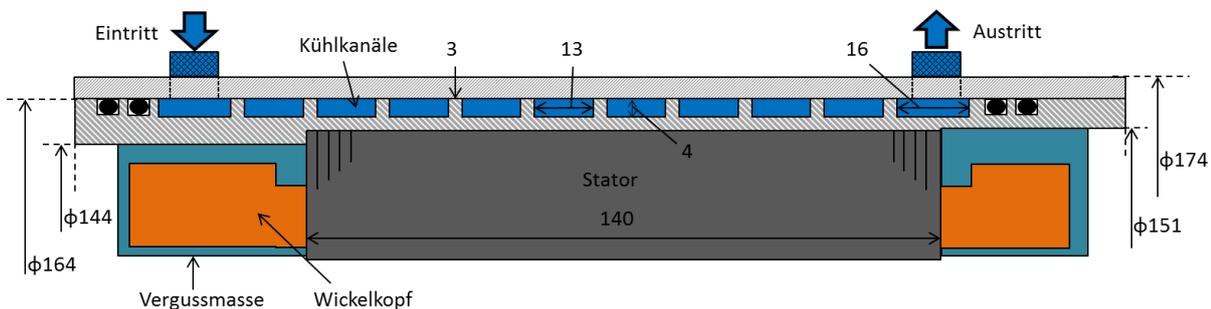
**Abbildung 45: Wirkungsgradkennfeld des Gesamtsystems bei  $\vartheta_{cu} = 120$  °C und  $\vartheta_{mag} = 100$  °C**

### Thermische Untersuchung

Die Stromwärmeverluste und Ummagnetisierungsverluste in der Maschine sind maßgeblich für die Erwärmung der Wicklung und des Blechpakets. Hohe Wicklungstemperaturen führen zu einer raschen Alterung der Isolation der Spulen. Aus diesem Grund ist eine thermische Analyse der Maschine notwendig, um die Betriebstemperaturen abzuschätzen und Überhitzung zu vermeiden. Dies kann entweder analytisch mit Hilfe eines thermischen Ersatzschaltbildes oder numerisch mit FEM-Software erfolgen.

Die Lebensdauer der Isolation ist stark temperaturabhängig. Gemäß *Montsingers* Gesetz verringert sich die Lebensdauer um die Hälfte bei einem Anstieg der Temperatur um 10 K. Nimmt man für das Fahrzeug eine maximale Gesamtfahrstrecke von 200000 km und eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 40 km/h an, ergibt sich eine geschätzte erforderliche Lebensdauer von 5000 Stunden. In diesem Projekt wird die maximale Maschinentemperatur auf  $\vartheta_{\max} = 200 \text{ °C}$  festgesetzt. Dies ist um 20 K höher als die maximal zulässige Hotspot-Temperatur der Wärmeklasse H gemäß IEC 60035-1. Bei Berücksichtigung einer typischen Lebensdauer der Isolation von 100000 Stunden kann von einer angepassten Lebensdauer von 25000 Stunden ausgegangen werden. Dies liegt um den Faktor 5 höher als die geschätzte Lebensdauer des Fahrzeugs. Deswegen ist die maximale Betriebstemperatur von 200 °C für den Prototyp-Motor mit Wärmeklasse H für elektrische Fahrzeuganwendungen zulässig.

Zur Kühlung der E-Maschine kommt eine Flüssigkeitsmantelkühlung zum Einsatz (Abbildung 46). Die Höhe und Breite der Kühlkanäle beträgt 13 mm bzw. 4 mm. Als Kühlmittel kommt ein Glykol/Wasser-Gemisch (50/50) zum Einsatz, um ein Einfrieren bei Minustemperaturen bis -40 °C zu verhindern. Bei einer Durchflussrate von 6 l/min beträgt die Kühlmittelgeschwindigkeit 1,92 m/s und der Wärmedurchgangskoeffizient  $\alpha_k = 4425 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . Um die Temperatur im Wickelkopf zu verringern, ist dieser in Epoxidharz eingegossen, dessen Wärmeleitfähigkeit bei  $\lambda_c = 0,2 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$  liegt. Die thermischen Materialeigenschaften sind in Tabelle 11 angegeben.



**Abbildung 46: Anordnung der Kühlkanäle für die Flüssigkeitsmantelkühlung**

**Tabelle 11: Materialeigenschaften für die thermischen Untersuchungen**

|                              | Wärmeleitfähigkeit<br>in $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ | Spezifische<br>Wärmekapazität<br>in $\text{Ws}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ | Massendichte<br>in $\text{kg}/\text{m}^3$ |
|------------------------------|---|--|---|
| Kupfer                       | 380   | 393  | 8900                                      |
| Aluminium                    | 237   | 920  | 2700                                      |
| Elektroblech                 | 15  | 485  | 7850                                      |
| Isolation                    | 0,149   | 1200   | 0,96                                      |
| Vergussmasse<br>(Epoxidharz) | 0,2   | 1470   | 1220                                      |
| Luft (100 °C)                | 0,080384  | 1009   | 0,946                                     |

|              |   |     |      |
|--------------|---|-----|------|
| im Luftspalt | (4167 1/min)<br>0,140044<br>(10000 1/min) |     |      |
| Magnet       | 5   | 450 | 7700 |

### Analytische Berechnungen mit dem thermischen Wärmequellenmodell

Aufgrund der verwendeten Flüssigkeitsmantel-Kühlung und der geschlossenen Motorbauweise ohne inneren Kühlkreislauf tritt die maximale Temperatur in den Wicklungsüberhängen auf. Daher ist die Bestimmung der Temperatur in den Wicklungsüberhängen von besonderer Bedeutung. Die Berechnung der Temperatur erfolgt zunächst mit Hilfe eines thermischen Wärmequellenmodells, welches in Abbildung 47 dargestellt ist. Die thermischen Widerstände werden durch gelbe Rechtecke repräsentiert und die Wärmequellen (Verluste) werden an den entsprechenden Positionen angeordnet. Aufgrund der Temperaturdifferenzen in der Statorwicklung wird die Wärmequelle der Wicklung in zwei separate Quellen aufgeteilt, nämlich Verluste in der Wicklung in den Nuten  $P_{d,cu,Nut}$  bzw. in den Wicklungsüberhängen  $P_{d,cu,wk}$ . Die Bewegung des Rotors führt zu Verwirbelungen der Luftteilchen im Luftspalt und somit zu einer Erhöhung der thermischen Leitfähigkeit im Luftspalt  $\lambda_{\delta}$  [31]. Um die Kühlwirkung der Rotorwelle zu berücksichtigen, wird eine Wärmeübergangszahl am Rotor von  $\alpha_{Welle} = 13,4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  angenommen [32]. Die Eingangstemperatur der Kühlflüssigkeit und die Luft-Umgebungstemperatur werden zu  $\vartheta_{ein} = 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$  bzw.  $\vartheta_{Raum} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  gewählt. Da die auftretenden Temperaturen von den Verlusten abhängen, die Verluste in der Ständerwicklung wiederum von der Temperatur der Wicklung, muss die Berechnung iterativ durchgeführt werden. Die Berechnung wird mit 0,1 s-Zeitschritten bis zu den entsprechenden Endzeiten (= vorgesehene Betriebsdauern) durchgeführt (BP2: 30 Minuten, BP1 und BP3: 30 Sekunden).

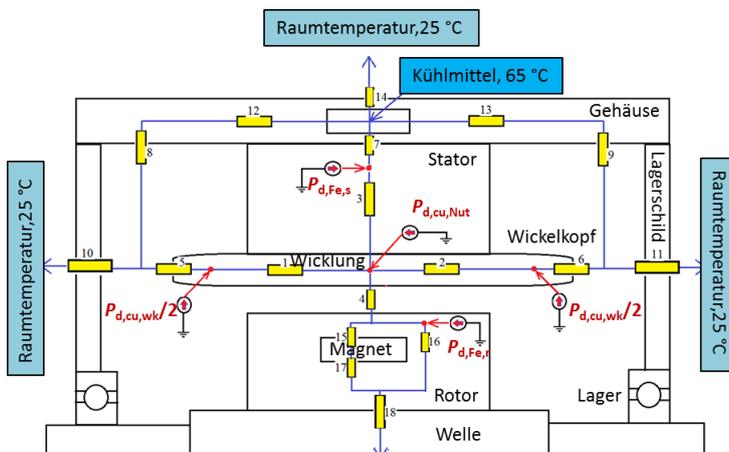
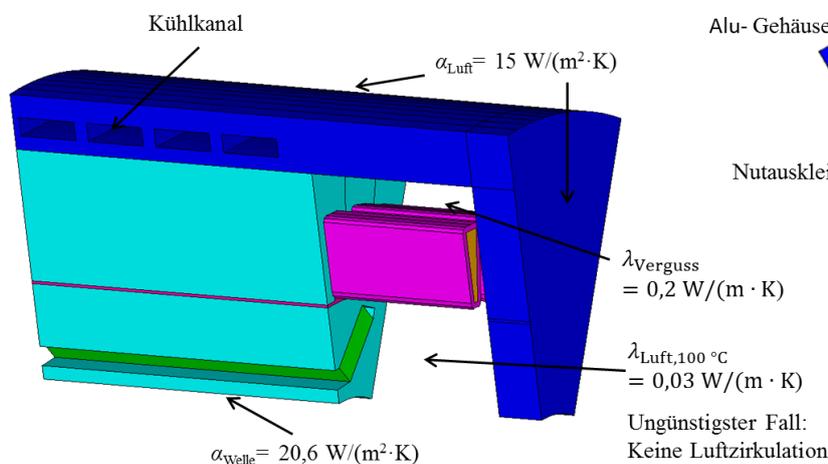


Abbildung 47: Thermisches Wärmequellenmodell mit Wärmequellen und thermischen Widerständen

## Numerisches Berechnungsmodell in ANSYS

Basierend auf den Verlusten in der Statorwicklung und in den Eisenblechen wird das thermische Verhalten der Maschine mit Hilfe der Finite-Elemente Software ANSYS untersucht. 2D-Modelle sind jedoch aufgrund der begrenzten Möglichkeiten, Wicklungsüberhänge und Wärmeübertragung in axialer Richtung darstellen zu können, nur beschränkt nutzbar. Daher wird für die thermischen Berechnungen ein 3D-Modell des Motors mit ANSYS erstellt und jeder Betriebspunkt berechnet. Zur Vereinfachung werden alle Leiter zu einem trapezförmigen Leiter zusammengefasst (Abbildung 48). Durch die symmetrische Temperaturverteilung ist die Betrachtung dreier Statornuten des axial halben Motors und eines entsprechenden Segments des Rotors ausreichend. Als Kühlmittel wird das Glykol/Wasser-Gemisch (50/50) eingesetzt. Für die Eingangstemperatur des Kühlmittels wird eine Temperatur von 65 °C angenommen, welche ebenfalls die maximal zulässige Einlasstemperatur des Kühlmittels ist. Damit kann vor dem Motor noch der Umrichter mit dem Kühlmittel gekühlt werden. Das thermische Modell ist in Abbildung 46 dargestellt. Die Wicklungsüberhänge sind von einem gegossenen Epoxidharz umgeben. Unterhalb des Gusses wird eine thermische Leitfähigkeit der ruhenden Luft von  $\lambda_{\text{Luft},100\text{ °C}} = 0,2\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$  angenommen (worst case). Für die Oberfläche des Gehäuses wird eine Wärmeübergangszahl von  $\alpha_{\text{Luft}} = 15\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  vorausgesetzt (die sich aus natürlicher Konvektion und Wärmestrahlung zusammensetzt).

### Längsschnitt



### Querschnitt

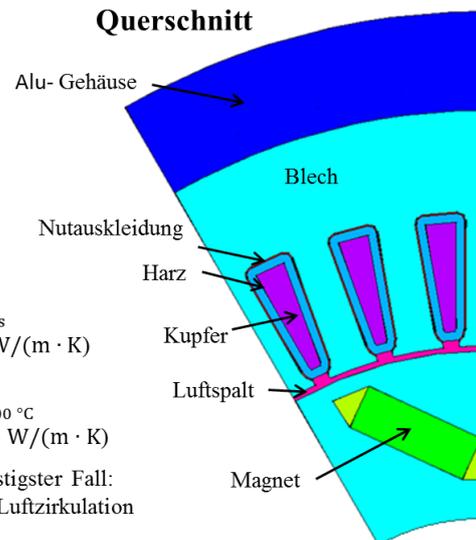
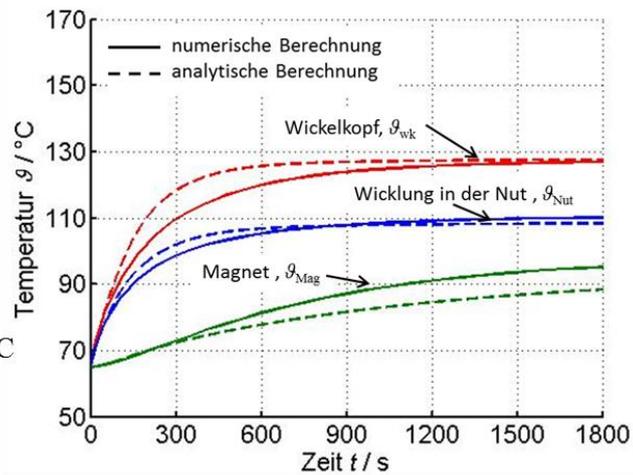
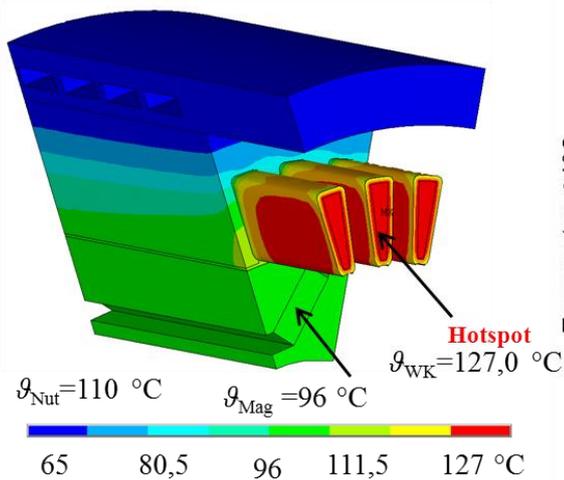


Abbildung 48: Längs- und Querschnitt des thermischen 3D-Modells

## Ergebnisse der Simulationen

Abbildung 50 zeigt die Temperaturverteilung für BP2 nach 30 Minuten Betrieb. Die Temperatur in der Kupferwicklung ist höher als die Temperatur im Eisenblech. Die Temperatur in der Isolierung ist näherungsweise so hoch wie die Temperatur in der Kupferwicklung. Die höchste Temperatur tritt im Wicklungsüberhang der Maschine auf und beträgt  $\vartheta_{\text{wk}} = 127\text{ °C}$ . Die Temperatur in den

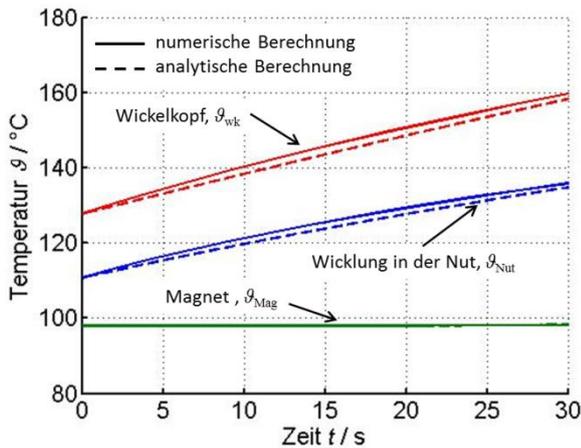
Magneten beträgt nach 30 Minuten  $\vartheta_{\text{Mag}} = 95,2 \text{ }^\circ\text{C}$  (Abbildung 49). Aufgrund der größeren thermischen Zeitkonstante in den Magneten haben diese jedoch nach 30 Minuten noch nicht die Endtemperatur erreicht. Eine statische Temperaturanalyse zeigte, dass die Endtemperatur der Magnete etwa  $98,0 \text{ }^\circ\text{C}$  beträgt und damit deutlich unterhalb der maximalen Betriebstemperatur der Magnete von  $170 \text{ }^\circ\text{C}$  ist. Die so bestimmte Endtemperatur der Magnete entspricht näherungsweise der zuvor angenommenen Magnettemperatur von  $100 \text{ }^\circ\text{C}$ .



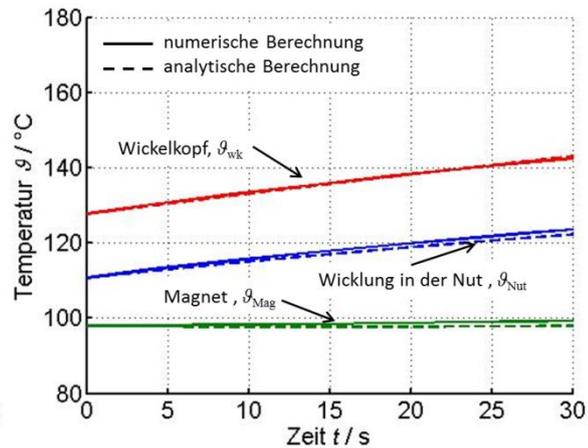
**Abbildung 50: Temperaturverteilung nach 30 Minuten Betrieb in BP2,  $M = 55 \text{ Nm}$ ,  $n = 4167 \text{ 1/min}$**

**Abbildung 49: Temperaturverlauf nach 30 Minuten Betrieb in BP2,  $M = 55 \text{ Nm}$ ,  $n = 4167 \text{ 1/min}$**

Für BP1 und BP3 wird der Temperaturverlauf für eine Betriebsdauer von 30 s berechnet. Die Anfangstemperaturen für die einzelnen Motorteile für diese Berechnung ergeben sich aus den Endtemperaturen der Berechnung für BP2. Die Temperaturverläufe für BP1 und BP3 sind in Abbildung 51 bzw. Abbildung 52 dargestellt. Aufgrund der kurzen Zeitdauer von nur 30 s sind die Temperaturanstiege annähernd linear. Die maximal auftretende Temperatur übersteigt nicht die zulässige Maximaltemperatur von  $200 \text{ }^\circ\text{C}$ . Der Temperaturanstieg in den Magneten ( $\Delta\vartheta_{\text{Mag}} < 2 \text{ K}$ ) wird aufgrund der geringen Rotorverluste vernachlässigt. Die Ergebnisse der analytischen Berechnung aus dem Wärmequellen-Netzwerk und der numerischen Berechnungen mit ANSYS sind in Tabelle 12 zusammengefasst.



**Abbildung 51: Temperaturverlauf nach 30 Sekunden Betrieb in BP1,  $M = 110 \text{ Nm}$ ,  $n = 4167 \text{ 1/min}$**



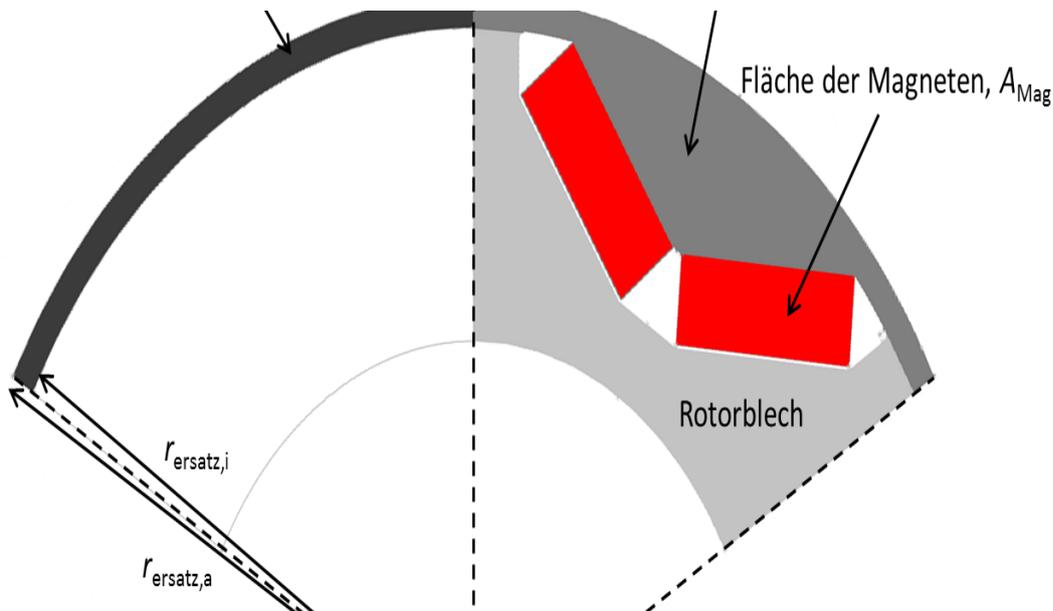
**Abbildung 52: Temperaturverlauf nach 30 Sekunden Betrieb in BP3,  $M = 45,8 \text{ Nm}$ ,  $n = 10000 \text{ 1/min}$**

**Tabelle 12: Ergebnisse der analytischen und numerischen thermischen Berechnungen des Prototypmotors**

|     |          | Wickelkopf  |           |                       | Wicklung in der Nut |           |                       | Magnet      |           |                       |
|-----|----------|-------------|-----------|-----------------------|---------------------|-----------|-----------------------|-------------|-----------|-----------------------|
|     |          | Anfang (°C) | Ende (°C) | $\Delta\vartheta$ (K) | Anfang (°C)         | Ende (°C) | $\Delta\vartheta$ (K) | Anfang (°C) | Ende (°C) | $\Delta\vartheta$ (K) |
| BP2 | Simulink | 65,0        | 127,7     | 62,7                  | 65,0                | 108,4     | 43,4                  | 65,0        | 88,4      | 23,4                  |
|     | ANSYS    | 65,0        | 127,0     | 62,0                  | 65,0                | 110,1     | 45,1                  | 65,0        | 95,2      | 30,2                  |
| BP1 | Simulink | 127,7       | 158,2     | 30,5                  | 110,7               | 134,8     | 24,1                  | 98,0        | 98,3      | 0,3                   |
|     | ANSYS    | 127,7       | 159,6     | 31,9                  | 110,7               | 135,9     | 25,2                  | 98,0        | 98,3      | 0,3                   |
| BP3 | Simulink | 127,7       | 143,1     | 15,4                  | 110,7               | 122,3     | 11,6                  | 98,0        | 98,0      | 0,0                   |
|     | ANSYS    | 127,7       | 142,5     | 14,8                  | 110,7               | 123,6     | 12,9                  | 98,0        | 99,3      | 1,3                   |

## Mechanische Untersuchung

Aufgrund der vergrabenen Magnete benötigt eine IPMSM keine Bandage zur Fixierung der Magnete. Die Fixierung erfolgt durch das Rotorblechpaket. Somit ist ein kleinerer Luftspalt realisierbar, und es wird daher weniger Magnetmasse benötigt. Im Prototyp-Motor gibt es keinen zentralen Steg zwischen den beiden Magneten pro Pol, so dass die seitlichen Rotorstege die gesamten Zentrifugalkräfte aufnehmen müssen. Darum ist es unabdingbar, die mechanischen Spannungen im Rotoreisen zu bestimmen. Die analytische Berechnung der komplexen Rotorgeometrie ist sehr aufwändig. Sie kann aber mit einer Ersatzanordnung näherungsweise durchgeführt werden. Dabei wird eine äquivalente Ringfläche  $A_{\text{ersatz}}$  mit erhöhter Massendichte  $\rho_{\text{ersatz}}$  angenommen, auf welche die verformenden Kräfte wirken (Abbildung 53) [33]. Die Dicke des Ringes wird durch die seitlichen Stege des Rotors definiert:  $h_{\text{Ring}} = h_{\text{Steg}} = 2 \text{ mm}$ .



**Abbildung 53: Äquivalenter Ringabschnitt mit äquivalenter Massendichte als Ersatzanordnung für die Magnet- und Blechpaketabschnitte**

Die tangentielle mechanische Spannung im äquivalenten Ring  $\sigma_{t,ersatz}$  wird wie folgt berechnet:

$$\sigma_{t,ersatz} = \left( \frac{r_{ersatz,a} + r_{ersatz,i}}{2} \right)^2 \cdot (2\pi \cdot n_{schl})^2 \cdot \rho_{ersatz} \quad (22)$$

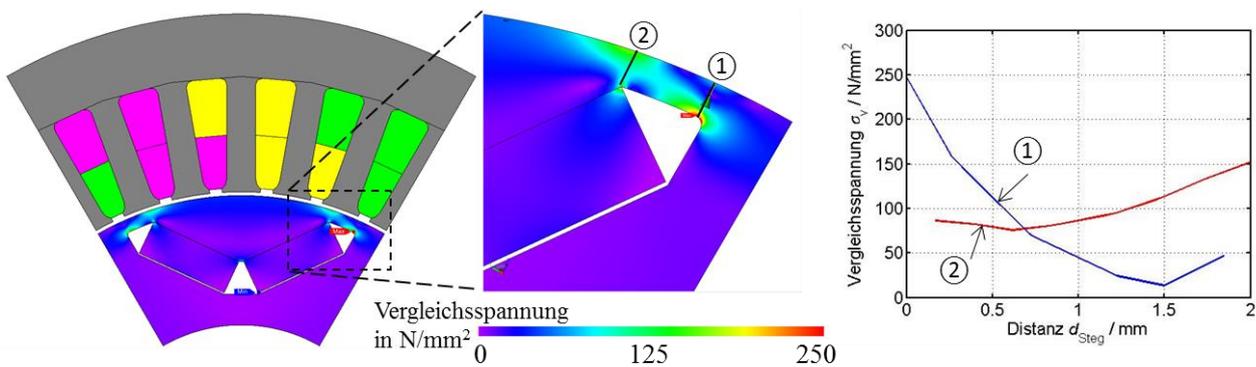
$$\rho_{ersatz} = \frac{(\rho_{Fe} \cdot A_{Fe,o} + \rho_{Mag} \cdot A_{Mag})}{A_{ersatz}} \quad (23)$$

mit

|                |  |
|----------------|--|
| $r_{ersatz,a}$ | äußerer Radius des äquivalenten Ringes |
| $r_{ersatz,i}$ | innerer Radius des äquivalenten Ringes |
| $n_{schl}$     | Schleuderdrehzahl                      |
| $\rho_{Fe}$    | Massendichte des Rotoreisens           |
| $\rho_{Mag}$   | Massendichte der Magnete               |

Der Rotor muss gemäß IEC 60034-1 dem 1,2-fachen der Maximaldrehzahl ausgesetzt werden, die Schleuderdrehzahl ist folglich  $n_{schl} = 12000$  1/min. Da die Kanten einer größeren mechanischen Spannung ausgesetzt sind, wird ein Kerbfaktor von 2 einberechnet, d. h.  $\sigma_{t,max} = 2 \cdot \sigma_{t,ersatz}$ . Des Weiteren muss berücksichtigt werden, dass das Metall unter zyklischer Belastung deutlich früher nachgibt als es durch die im Zugversuch ermittelte Streckgrenze angegeben ist. Dieses Phänomen lässt sich mit der sog. *Wöhler-Kurve* quantifizieren. Im Falle des Prototyp-Motors wird darum ein Sicherheitsfaktor von 2 veranschlagt. Dadurch reduziert sich die maximal erlaubte auftretende Zugspannung um die Hälfte:  $\sigma_{t,max} < R_{p0,2}/2$ . Die analytische Berechnung ergibt, dass die maximale mechanische Spannung im Rotor  $\sigma_{t,max} = 206,7$  N/mm<sup>2</sup> beträgt und damit noch unterhalb der halben Zugfestigkeit von M270-35 A,  $R_{p0,2}/2 = 225$  N/mm<sup>2</sup>, liegt.

Bei der analytischen Berechnung wird nur die Zentrifugalkraft für die Berechnung der mechanischen Spannung berücksichtigt. Die Kräfte zwischen den Magneten und den Eisenblechen, welche proportional zum Quadrat der magnetischen Flussdichte sind, werden bei der analytischen Berechnung der mechanischen Spannungen vernachlässigt, jedoch bei der Berechnung mit Hilfe von Finiten-Elementen berücksichtigt. Die numerisch berechnete Kraftdichte auf jeden Magneten beträgt  $387,1 \text{ kN/m}^2$ . Ein Vergleich mit der analytisch berechneten Kraftdichte ( $387,2 \text{ kN/m}^2$ ) zeigt, dass die Werte gut übereinstimmen. Abbildung 54 zeigt die Ergebnisse der numerischen Berechnung der *Von-Mises*-Vergleichsspannung im Rotor. Die maximale *Von-Mises*-Vergleichsspannung im Rotorsteg beträgt  $245 \text{ N/mm}^2$ , allerdings nur auf einem begrenzten Raum an der Steginnenseite infolge der Kerbwirkung. Deshalb erscheint die Steghöhe ausreichend bemessen.

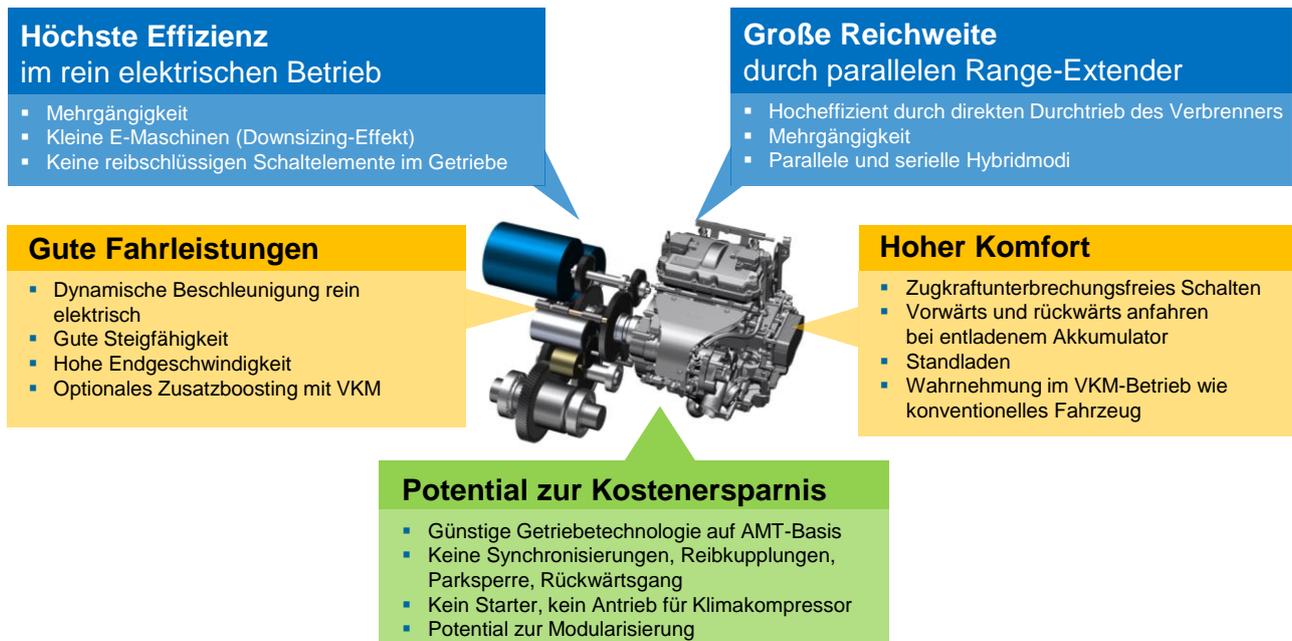


**Abbildung 54: Konturenzeichnung und Verlauf der *Von-Mises*-Vergleichsspannung im Steg,**

## ZUSAMMENFASSUNG

### Zusammenfassung der Projektergebnisse

Das Ziel des vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie geförderten Projekts Doppel-E-Antrieb bestand in einer möglichst effizienten und kompakten Auslegung dieses innovativen Antriebsstrangs. Der Doppel-E-Antrieb zeichnet sich sowohl im rein elektrischen als auch im Hybrid-Betriebsmodus durch eine sehr hohe Effizienz aus, erreicht dabei sehr gute Fahrleistungen und bringt das Potential für einen komfortablen Betrieb mit sich. Ermöglicht wird dies durch die Verwendung von zwei E-Maschinen mit reduzierter Leistung und einem zugkraftunterbrechungsfreien Schaltgetriebe, welches ohne reibschlüssige und damit verlustbehaftete Elemente auskommt. Durch die Integration eines Verbrennungsmotors stehen verschiedene Hybrid-Modi zur Verfügung, die den Doppel-E-Antrieb zu einem flexiblen Antriebsstrang für Hybrid-Fahrzeuge erweitern. Auf der Basis eines Lastenhefts für ein Plug-In-Hybrid-Fahrzeuge aus dem Kompaktsegment wurden zunächst die Komponenten dimensioniert und anschließend die E-Maschinen und das Getriebe ausgelegt.



**Abbildung 55: Potentiale des Doppel-E-Antriebs**

Für die Dimensionierung der Komponenten und die Wahl der Übersetzungen des Getriebes wurde eine Optimierungsmethodik entwickelt, die geeignet ist, Hybrid-Antriebsstränge auf mehrere Zielkriterien hin zu optimieren. Dazu wird ein genetischer Algorithmus eingesetzt, der aus einem vorgegebenen Design-Raum Parameter wählt und die aus den Simulationsergebnissen generierten Bewertungen nutzt, um einen optimalen Kompromiss zwischen den Zielkriterien aufzufinden. Im vorliegenden Projekt wurde der Doppel-E-Antrieb auf Effizienz und Fahrleistung optimiert, die Methodik erlaubt aber prinzipiell auch die Berücksichtigung weiterer Bewertungskriterien, wie z.B. Kosten oder Bauraum. Auch im Hinblick auf andere Hybrid-Architekturen ist die vorgestellte Methodik, inklusive der Betriebsstrategie, direkt übertragbar.

Anhand der Optimierungsergebnisse wurden die E-Maschinen speziell für den Doppel-E-Antrieb ausgelegt. Anforderungen an die Leistungsdaten der Maschinen resultierten aus der Optimierung, zusätzlich wurden thermische und geometrische Randbedingungen berücksichtigt, die sich aus dem Lastenheft und der Bauraumsituation im Fahrzeug ergeben. Es wurde eine Permanentmagnet-Synchronmaschine mit vergrabenen Magneten mit einer Maximalleistung von 48 kW, maximalem Drehmoment von 110 Nm und einer maximalen Drehzahl von 10000 1/min ausgelegt. Die elektromagnetische Auslegung der Maschine zeigte unerwünschte Rastmomente, welche durch eine axiale Staffelung des Rotors in fünf Segmente verringert wurden. Verlustberechnungen des Motors zeigen, dass ein Wirkungsgrad von bis zu 96 % erreicht werden kann. In Kombination mit dem benötigten Wechselrichter werden maximale Wirkungsgrade von bis zu 94,7 % erzielt. Anhand von thermischen FEM-Simulationen konnte nachgewiesen werden, dass die Motortemperatur auch in Worst-Case-Szenarien die zulässigen 200°C nicht überschreitet. In

einer abschließenden mechanischen Untersuchung wurde außerdem gezeigt, dass der Rotor den Belastungen auch bei einer Schleuderdrehzahl von 12000 1/min standhält.

Mit den eigens entwickelten E-Maschinen und einer geeigneten Verbrennungskraftmaschine wurde das Getriebe für den Doppel-E-Antrieb ausgelegt. Die Übersetzungen der einzelnen Stufen wurden durch die Optimierung für einen optimalen Kompromiss aus Fahrleistungen und Effizienz festgelegt. Mithilfe von Bauraumdaten eines repräsentativen Fahrzeugs mit Front-Quer-Antrieb aus dem Kompaktsegment wurden die Komponenten durch die Anordnung der Getriebewellen derart positioniert, dass der gesamte Antriebsstrang im verfügbaren Bauraum untergebracht werden kann. In einer ersten Auslegung wurden die Wellen des Getriebes auf Festigkeit überprüft, die Lagerlebensdauer überprüft und die Sicherheit der Verzahnungen berechnet. Das aus dieser Auslegung resultierende Modell wurde für Verlustrechnungen und zur Erstellung von Wirkungsgradkennfeldern eingesetzt. Mit den finalen Wirkungsgradkennfeldern für Getriebe, E-Maschinen und Verbrennungskraftmaschine wurden erneut Simulationen durchgeführt, die das Energieeinsparpotential des Doppel-E-Antriebs belegen.

Die Parameter der finalen Auslegung des Doppel-E-Antriebs sind in Abbildung 56 zusammengefasst.

#### Getriebe

Koaxiales Layout mit integrierter Parksperre

$$i_{1,EM} = 14.81$$

$$i_{2,EM} = 5.93$$

$$i_c = 1.7$$

$$i_{1,VKM} = 8.71$$

$$i_{2,VKM} = 3.49$$

$$\eta_{max} > 98 \%$$

#### E-Maschinen

PMSM mit vergrabenen Magneten

$$P_{EM,max} = 48 \text{ kW}$$

$$M_{EM,max} = 110 \text{ Nm}$$

$$n_{EM,max} = 10.000 \text{ rpm}$$

$$\eta_{EM,LE,max} \cong 95 \%$$

#### Verbrennungsmotor

3 Zylinder Turbo Motor

$$P_{VKM,max} = 65 \text{ kW}$$

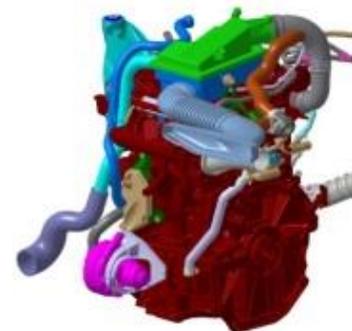
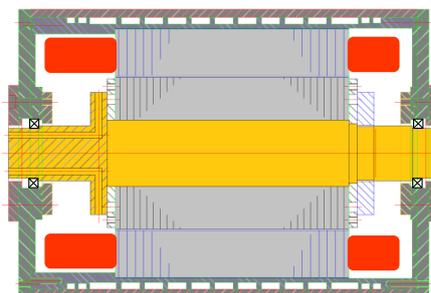
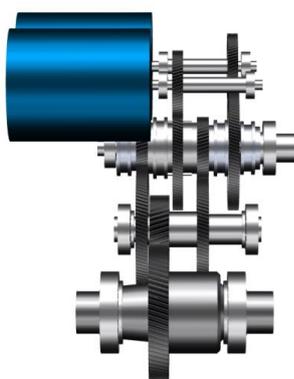


Abbildung 56: Parameter der optimierten Konfiguration des Doppel-E-Antriebs

## Gegenüberstellung mit Projektzielen

Die Projektziele wurden am Anfang des Projekts gemeinsam mit dem projektbegleitenden Ausschuss in Form eines Lastenhefts festgehalten. Die Ergebnisse der finalen Auslegung des Doppel-E-Antriebs sind in Tabelle 13 gegenübergestellt.

Der nach EU-Norm UN ECE-R101 kombinierte und gewichtete CO<sub>2</sub>-Ausstoß des Fahrzeugs mit Doppel-E-Antrieb beträgt 23,6 g/km. Als Zielwert wurde der CO<sub>2</sub>-Ausstoß des Opel Ampera herangezogen, der bei gleicher Batteriekapazität 27 g/km CO<sub>2</sub> ausstößt. Auch die geforderte elektrische Reichweite von 60 km wird mit 81 km deutlich übertroffen.

Die Tatsache, dass alle Anforderungen bezüglich der Fahrleistungen eingehalten werden, zeigt, dass das Leistungsniveau der Maschinen trotz des Fokus auf Effizienz ausreichend groß gewählt wurde. Die maximal erreichbaren Geschwindigkeiten erlauben komfortables Fahren auf der Autobahn auch über weite Strecken. Das hohe Anfahrmoment von 3260 Nm resultiert aus der hohen Übersetzung des ersten Gangs und sorgt für dynamische Beschleunigungen. Bei den Beschleunigungswerten ist zu beachten, dass diese durch rein elektrisches Fahren erreicht werden. Durch Hinzunahme des Verbrennungsmotors besteht an dieser Stelle noch weiteres Verbesserungspotential. Insgesamt deuten die Simulationsergebnisse auf einen sehr guten Kompromiss zwischen Fahrleistungen und Effizienz hin.

**Tabelle 13: Gegenüberstellung des Lastenhefts mit den erreichten Werten**

|                | Eigenschaft  | Forderung   | Wert des Fahrzeugs mit Doppel-E-Antrieb |
|----------------|--|---|---|
| Effizienz      | CO <sub>2</sub> - Ausstoß  | < 27 g/km<br>CO <sub>2</sub> -Ausstoß des Opel Ampera,<br>berechnet nach UN ECE-R101                            | 23,6 g/km                               |
|                | Elektrische Reichweite   | > 60 km   | 81 km                                   |
| Fahrleistungen | Mindestens erreichbare Fahrgeschwindigkeit im rein elektrischen Betrieb            | 140 km/h  | Dauerhaft: 162 km/h                     |
|                | Mindestens erreichbare Fahrgeschwindigkeit im rein verbrennungsmotorischen Betrieb | 120-140 km/h  | 177,9 km/h                              |
|                | Mindestens erreichbare Fahrgeschwindigkeit im Hybrid-Betrieb                       | 180 km/h  | 197 km/h                                |
|                | Anfahrdrehmoment   | 2500 Nm   | 3260 Nm                                 |
|                | Beschleunigung 60-100 km/h   | 8,8 s<br>B-Klasse 180 CDI im 4. Gang  | 6,17 s                                  |
|                | Beschleunigung 80-120 km/h   | 14,5 s<br>B-Klasse 180 CDI im 5. Gang   | 7,44 s                                  |
|                | Beschleunigung 0-100 km/h  | 9,3 - 11,9 s<br>B-Klasse 180 CDI mit 80 kW: 11,9s,<br>(7G-DCT)<br>B-Klasse 200 CDI mit 100 kW: 9,3s<br>(7G-DCT) | 10,5 s                                  |

## **2.2 der wichtigsten Positionen des zahlenmäßigen Nachweises**

Während des Projekts entstanden Ausgaben in den Positionen 0812, 0822, 0843 und 0846. Jeweils ein Mitarbeiter der Instituts für Mechatronische Systeme im Maschinenbau und des Instituts für Elektrische Energiewandlung waren während den zwei Jahren Projektlaufzeit mit diesem Projekt beschäftigt. Die dadurch entstandenen Kosten betragen in Summe 218103,16 €. Unterstützt wurden die Arbeiten durch studentische Hilfskräfte, die je nach Bedarf eingestellt wurden. Mit Kosten in Höhe von 15544,71 € wurde das beantragte Budget von 29480,00 € nicht vollständig ausgeschöpft. Auf die Position 0843 fielen im Wesentlichen die Gebühren für die Getriebeauslegungssoftware ROMAX Designer und ROMAX Concept, durch die Qualität und die Arbeitsgeschwindigkeit in den entsprechenden Arbeitspaketen deutlich gesteigert werden konnte. Die Reisekosten, die bei Projektkosten, Schulungen oder Tagungsteilnahmen angefallen sind, wurden über die Position 0846 abgerechnet. Insgesamt sind dafür 3675,44€ ausgegeben worden.

## **2.3 der Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit**

Die Optimierung eines elektrischen bzw. insbesondere eines hybrid-elektrischen Antriebsstrangs ist eine komplexe Aufgabe, die die Entwicklungsabteilungen der Automobilindustrie zunehmend herausfordert. In diesem Projekt wurde eine Methodik entwickelt, die zwar speziell für den Doppel-E-Antrieb angewandt wurde, aber in ihrem prinzipiellen Aufbau auf jeden hybriden Antriebsstrang anwendbar ist. Bei der Entwicklung dieser Methodik gab es viele Teilaufgaben, die für den Erfolg des Projekts essentiell waren und großen Aufwand erforderten. Als ein Beispiel sei die Hybrid-Betriebsstrategie genannt, deren Entwicklung nicht ausdrücklich im Arbeitsplan vorgesehen war, die aber entwickelt werden musste, um die Optimierungsmethodik zu ermöglichen. Weiterhin wurden sowohl die E-Maschinen als auch das Getriebe in einem hohen Detaillierungsgrad ausgearbeitet, sodass in einem Folgeprojekt direkt darauf aufgesetzt werden kann, um einen Prototypen umzusetzen.

In Anbetracht des Umfangs der Ergebnisse ist die geleistete Arbeit von insgesamt 48 Personalmonaten der wissenschaftlichen Mitarbeiter als angemessen zu erachten.

## **2.4 des voraussichtlichen Nutzens, insbesondere der Verwertbarkeit des Ergebnisses im Sinne des fortgeschriebenen Verwertungsplans**

Wie zuvor beschrieben, kann die Optimierungsmethodik auf unterschiedliche Hybrid-Antriebskonzepte übertragen werden und kann in diesem Bereich daher von großem Nutzen sein. Die Untersuchungen zeigen außerdem das Potential des Doppel-E-Antriebs auf und dieses soll durch Folgeprojekte weiter untersucht und durch Prototypen bestätigt werden. Durch die extrem hohe Effizienz wird eine Erhöhung der elektrischen Reichweite möglich, was die Kundenakzeptanz von elektrischen Fahrzeugen erhöhen kann.

Der Verwertungsplan ist in Tabelle 14 dargestellt. Als verwertbare Ergebnisse wurden darin die Betriebsstrategie für den Doppel-E-Antrieb, die allgemeine Optimierungsmethodik, die Getriebeauslegung und die E-Maschinenauslegung benannt. Alle Ergebnisse wurden im der Projektlaufzeit erreicht und die Verwertung wird durch die Bewilligung des Folgeprojekts „DE-REX“ sichergestellt. Alle Ergebnisse aus Doppel-E-Antrieb werden dort weiterverwendet und dienen als Grundlage für den Aufbau eines Prüfstands und eines Versuchsfahrzeugs. Allgemeine Erkenntnisse in Bezug auf Betriebsstrategie und Optimierungsmethodik wurden außerdem bereits auf nationalen und internationalen Konferenz veröffentlicht.

Tabelle 14: Verwertungsplan

| Nr. | Ergebnisse<br>(lt. Arbeitsplan) | Verwertungsmöglichkeit, -aktivität nach Art<br>und Wirkung/Nutzen  | Zeithorizont<br>(Realisierung) | Erfüllt    |
|-----|---------------------------------|--|--------------------------------|------------|
| 1   | Betriebsstrategie               | Die Betriebsstrategie ermöglicht die Durchführung der Optimierung. Sie kann simulativ entwickelt und untersucht werden, kann aber überdies hinaus auch an einem Prototypenprüfstand genutzt werden. Die Betriebsstrategie wird speziell für den Doppel-E-Antrieb entwickelt, das erarbeitete Wissen kann aber auch auf andere hybride Antriebsstränge übertragen werden. | Mitte 2013                     | Mitte 2013 |
| 2   | Optimierungsmethodik            | Mithilfe der entwickelten Methodik können neben dem Doppel-E-Antrieb weitere Antriebsstränge optimal ausgelegt werden. Diese Methodik wird auf Konferenzen veröffentlicht und am Institut für Mechatronische Systeme für weitere Untersuchungen genutzt.   | Ende 2013                      | Ende 2013  |
| 3   | Auslegung des Getriebes         | Das entwickelte Getriebesystem zeigt auf, dass der Doppel-E-Antrieb in ein reales Fahrzeug integriert werden kann. Die Auslegung dient als Grundlage für eine Umsetzung in Form eines Prototyps.   | Ende 2014                      | Ende 2014  |
| 4   | Auslegung der E-Maschine        | Speziell für den Doppel-E-Antrieb wird eine E-Maschine ausgelegt, die auch in anderen elektrifizierten Antriebsstränden Anwendung  | Ende 2014                      | Ende 2014  |

|  |  |   |  |  |
|--|--|---|--|--|
|  |  | finden könnte. Diese zeichnet sich durch einen hohen Wirkungsgrad und eine hohe Leistungsdichte aus. Die Auslegung der E-Maschine dient als Grundlage für eine Umsetzung in Form eines Prototyps. |  |  |
|--|--|---|--|--|

Alle Ergebnisse werden für gewerblichen Interessenten zur wirtschaftlichen Verwertung diskriminierungsfrei verfügbar gemacht.

## **2.5 des während der Durchführung des Vorhabens dem ZE bekannt gewordenen Fortschritts auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen**

Im Mai 2014 gab es eine Veröffentlichung des Instituts für Fahrzeugkonzepte vom DLR, die sich mit der Optimierung der Batteriegröße für PHEV und EREV beschäftigt:

- M. Redelbach, E. D. Özdemir, und H. E. Friedrich, „Optimizing battery sizes of plug-in hybrid and extended range electric vehicles for different user types“, Energy Policy, Bd. 73, S. 158–168, Okt. 2014.

Der Fokus liegt bei dieser Arbeit auf der kostenoptimalen Batteriewahl in Abhängigkeit des Fahrerverhaltens. Im Gegensatz zu der hier vorgestellten Methodik, werden also nicht die Antriebsaggregate eines Hybrid-Antriebsstrangs optimiert, sondern nur die Batteriegröße. Im Sinne einer Erweiterung der Doppel-E-Antriebs-Methodik um Kosten kann die Arbeit des DLR als Grundlage genutzt werden.

Eine weitere interessante Veröffentlichung ist im August 2013 erschienen. Forscher der University of Technology in Sydney und der Universität Malaysia Terengganu haben darin eine Optimierungsmethodik für elektrische Fahrzeuge mit Mehrganggetriebe vorgestellt:

- P. D. Walker, S. Abdul Rahman, B. Zhu, und N. Zhang, „Modelling, Simulations, and Optimisation of Electric Vehicles for Analysis of Transmission Ratio Selection“, Advances in Mechanical Engineering, Bd. 2013, S. 1–13, 2013.

Die grundsätzliche Vorgehensweise ähnelt der Methodik im Projekt Doppel-E-Antrieb, ist allerdings auf rein elektrische Fahrzeuge beschränkt und damit wesentlich weniger komplex. Sie ist vergleichbar mit der in dem Projekt EVID entwickelten Methodik zur Identifikation optimaler elektrischer Antriebsstränge.

Eine ganz ähnliche Methodik, ebenfalls für rein elektrische Fahrzeuge, wurde im Juni 2013 von Mitarbeitern der Hochschule für Angewandte Wissenschaften München, der BMW AG und der AVL List GmbH vorgestellt:

- H. Palm, M. J. Holzmann, S.-A. Schneider, und H.-M. Koegeler, „Die Zukunft im Fahrzeugentwurf Systems-Engineering-basierte Optimierung“, ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift, Bd. 115, Nr. 6, S. 512–517, 2013.

Die Optimierung erfolgt dabei mit der kommerziell erhältlichen Software AVL Cameo und die Fahrzeugsimulation mit der ebenfalls kommerzielle erwerblichen Software IPG CarMaker. Eine Erweiterung der Methodik auf hybride Antriebsstränge wird dort nicht erwähnt. Die in dieser Veröffentlichung durchgeführten Optimierungen bestätigen das große Potential von Mehrgängigkeit und Downsizing in elektrifizierten Fahrzeugen. So hat ein leichtes Stadtfahrzeug mit einer 40 kW E-Maschine und einem Zweigangetriebe einen um 16% geringeren Energiebedarf als ein Fahrzeug mit 100 kW E-Maschine und Einganggetriebe. Zusätzlich beschleunigt das Fahrzeug mit Zweigangetriebe 5% schneller von 0 km/h auf 50 km/h als die Variante mit Einganggetriebe und einer 100 kW E-Maschine.

## 2.6 der erfolgten oder geplanten Veröffentlichungen des Ergebnisses nach Nr. 11

Im thematischen Umfeld des Doppel-E-Antriebs gab es folgende Veröffentlichungen:

- Rinderknecht, Stephan; König, Ruben: *Two-Drive-Transmission - Potential zur Effizienzsteigerung durch Downsizing und Mehrgängigkeit*. In: Plug-In Hybride und Range-Extender, 06.-07. November 2013, Bamberg, Deutschland.
- König, Ruben; Rinderknecht, Stephan; An, Jeongki, Binder, Andreas: *Effizienzsteigerung durch optimale Abstimmung von Getriebe und E-Maschinen am Beispiel des Two-Drive-Transmission*. In: Elektrische Antriebstechnologie für Hybrid- und Elektrofahrzeuge, 26.-27. November 2013, München, Deutschland.
- König, Ruben; Rinderknecht, Stephan: *Doppel-E-Antrieb: Hocheffizienter Antriebsstrang mit zwei Elektromaschinen und Mehrgang-Getriebe*. In: E-MOTIVE Expertenforum Elektrische Fahrzeugantriebe, 15.-16. Mai 2014, Wolfsburg, Deutschland.
- König, Ruben; Rinderknecht, Stephan: *Multi-Objective Optimization of the Two-Drive-Transmission for a Hybrid Electric Vehicle*. In: FISITA World Automotive Congress, 02.-06. Juni 2014, Maastricht, Niederlande.
- Rinderknecht, Stephan; König, Ruben; Schleiffer, Jean-Eric: *Modularity Aspects for Hybrid Electric Powertrains on the Example of the Two-Drive-Transmission*. In: VDI Getriebekongress 24.-25. Juni 2014, Friedrichshafen, Deutschland.

- König, Ruben; Rinderknecht, Stephan: *Using Romax Software within the Development Process of a Novel Transmission System for Electric Range Extended Vehicles*. In: Romax Technology Global Forum, 07.-08. Oktober 2014, Darmstadt, Deutschland.

Weiterhin wurde folgende Dissertation veröffentlicht:

- Meier, Torben: *Multikriterielle Optimierung hybrider Antriebsstränge mittels statistischer Versuchsplanung*, Dissertation, Shaker, Aachen, 2014.

Weitere Veröffentlichungen sind derzeit nicht geplant.

### 3 LITERATURVERZEICHNIS

[1] Schutzrecht DE 102011117853 A1, Technische Universität Darmstadt: DE102011117853 08.11.2011 – Erfindung betreffend elektrischen Antrieb.

[2] M. Fracchia, "Multi-speed Seamless-Shift Transmissions for Electric Vehicles and Hybrid 4WD", 11th International CTI Symposium, Berlin, 2012.

[3] Q. Ren, D. A. Morris, "Effect of Geared Transmissions on Electric Vehicle Drivetrains", 11th International Conference on Advanced Vehicle and Tire Technologies, San Diego, 2009.

[4] R. König, J. An, S. Rinderknecht, A. Binder, „Effizienzsteigerung durch optimale Abstimmung von Getriebe und E-Maschinen am Beispiel des Two Drive Transmission“, Haus der Technik: Elektrische Antriebstechnologie für Hybrid- und Elektrofahrzeuge, München, 2013.

[5] E. Schneider, J. Liebold, „Hochintegrativ und flexibel - Elektrische Antriebseinheit für E-Fahrzeuge“, Automobiltechnische Zeitschrift, Bd. 113, Nr. 5, S. 360–365, 2011.

[6] M. Eghtessad, T. Meier, M. Strauch, „FVA Nr. 641 I - Identifikation optimaler Antriebsstrangkonfigurationen für Elektrofahrzeuge“, Frankfurt, FVA Abschlussbericht 1006, 2012.

[7] M. Eghtessad, T. Meier, „FVA Nr. 641 II - Erweiterung der EVID-Methode (Identifikation optimaler Antriebsstrangkonfigurationen für Elektrofahrzeuge)“, Frankfurt, FVA Abschlussbericht 1096, 2012.

[8] H. Naunheimer, B. Bertsche, G. Lechner, J. Ryborz, W. Novak, „Fahrzeuggetriebe Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion“, Berlin, Springer, 2007.

[9] Datenblatt zu Brusa HSM1 - Hybrid Synchron Motor 50kW,  
[http://www.brusa.eu/fileadmin/Diverses/Download/Datenblaetter/BRUSA\\_DB\\_DE\\_HSM1-10.18.04.pdf](http://www.brusa.eu/fileadmin/Diverses/Download/Datenblaetter/BRUSA_DB_DE_HSM1-10.18.04.pdf), aufgerufen am 28.11.14

[10] A. Balazs, „FVV R556 - Hybridantriebstränge unter realen Fahrbedingungen“, Frankfurt, FVV Abschlussbericht 1011, 2011.

[11] P. Hofmann, „Hybridfahrzeuge“, Wien, Österreich, Springer, 2010.

- [12] A. Sciarretta, L. Guzzella, "Control of hybrid electric vehicles", IEEE Control Systems, Bd. 27, Nr. 2, S. 60–70, 2007.
- [13] G. Paganelli, S. Delprat, T.-M. Guerra, J. Rimaux, J. J. Santin, "Equivalent consumption minimization strategy for parallel hybrid powertrains", VTC Spring 2002. IEEE 55th, Bd. 4, S. 2076–2081 vol.4, 2002.
- [14] T. Meier, „Multikriterielle Optimierung hybrider Antriebsstränge mittels statistischer Versuchsplanung“, Dissertation, Shaker, Aachen, 2014.
- [15] S. Onori und L. Serrao, „On Adaptive-ECMS strategies for hybrid electric vehicles“, Les Rencontres Scientifiques d’IFP Energies nouvelles – Int. Scient. Conf. on hybrid and electric vehicles – RHEVE 2011, 2011.
- [16] F. Kunkel, „Verbrauchs- und emissionsminimaler Hybridfahrzeugbetrieb mit dynamischer Programmierung und Pontryagins Minimumprinzip“. Elektronisches Management in Fahrzeugantrieben, Haus der Technik, 04. - 05.11.2014, Darmstadt.
- [17] M. Papageorgiou, M. Leibold, M. Buss, "Optimierung. Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung", 3., neu bearbeitete und ergänzte Auflage, Berlin, 2012.
- [18] R. E. Burkard, U. T. Zimmermann, „Einführung in die Mathematische Optimierung“. Dordrecht, Springer, 2012.
- [19] T. Naumann, „Wissensbasierte Optimierungsstrategien für elektronische Steuergeräte an Common-Rail-Dieselmotoren, Knowledge Based Optimisation Strategies for Electronic Control Units of Common Rail Diesel Engines“, Dissertation, TU Berlin, 2002.
- [20] L. Harzheim, „Strukturoptimierung: Grundlagen und Anwendungen“. Frankfurt am Main, Harry Deutsch, 2008.
- [21] S. Schneider, „Rechnergestützte, kooperativ arbeitende Optimierungsverfahren am Beispiel der Fabriksimulation“, Dissertation, Universität Kassel, 2001.
- [22] J. Branke, K. Deb, K. Miettinen, und R. Slowinski, "Multiobjective optimization: interactive and evolutionary approaches". Berlin Heidelberg New York, Springer, 2008.

- [23] H. Pohlheim, „Evolutionäre Algorithmen“. Berlin Heidelberg, Springer, 1999.
- [24] D.-W.-I. D. Kreyenberg, D. rer N. J. Wind, D.-O. J. Devries, D.-O. A. Fuljahn, „Bewertung des Kundennutzens von Elektrofahrzeugen“, ATZ Automobiltech Z, Bd. 115, Nr. 1, S. 42–47, Jan. 2013.
- [25] R. Wörner, A. Damm, R. Eberspächer, C. Gitt, „Effiziente Front-Quer-Getriebe von Mercedes-Benz“, ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift, Bd. 113, Nr. 12, S. 914–921, 2011.
- [26] R. Nordmann und H. Birkhofer, „Maschinenelemente und Mechatronik“, Aachen, Shaker, 2003.
- [27] G. Niemann, M. Hirt, und H. Winter, „Maschinenelemente. Band 2 ; Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe“, 2.Auflage, Berlin, Springer-Verlag, 2003.
- [28] D. Nunez, „Auslegung und Konstruktion des Two-Drive-Transmission für ein Fahrzeug der Kompaktklasse“, Master Thesis, TU Darmstadt, 2014.
- [29] H. Gao, „Betrachtungen zur Schrägung von elektrischen Maschinen“, FEMAG Anwender-Treffen 2011, Muldingen, Nov. 2011.
- [30] Ph. J. P. Perruchoud and P. J. Pinewski, “Power Losses for Space Vector Modulation Techniques”, IEEE Transactions on Power Electronics in Transportation, 1996, pp. 167 – 173, Oct. 1996
- [31] D. A. Howey, P. R.N. Childs, A. S. Homes, “Air-gap convection in rotating electrical machines”, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 59, Issue. 3, pp. 1367 – 1375, Dec. 2010
- [32] C. Z. Deak, “Modular Permanent-Magnet Synchronous Motors with high Electromagnetic Utilization”, Dissertation, TU Darmstadt, 2012
- [33] Ch. Schätzer, „Ein Verfahren zur Optimierung bei elektrischen Maschinen mit Hilfe der numerischen Feldberechnung“, Dissertation, TU Darmstadt, 2001

## Berichtsblatt

|   |   |
|---|---|
| 1. ISBN oder ISSN<br>geplant  | 2. Berichtsart (Schlussbericht oder Veröffentlichung)<br>Schlussbericht |
| 3. Titel<br>Abschlussbericht des Projekts Doppel-E-Antrieb  |   |
| 4. Autor(en) [Name(n), Vorname(n)]<br>König, Ruben<br>An, Jeongki<br>Rinderknecht, Stephan<br>Binder, Andreas   | 5. Abschlussdatum des Vorhabens<br>Oktober 2014                         |
|   | 6. Veröffentlichungsdatum<br>-  |
|   | 7. Form der Publikation<br>FVA Abschlussbericht                         |
| 8. Durchführende Institution(en) (Name, Adresse)<br>IMS – Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau<br>TU Darmstadt<br>Otto-Berndt-Straße 2, 64287 Darmstadt<br><br>EW – Institut für Elektrische Energiewandlung<br>TU Darmstadt<br>Landgraf-Georg-Str. 4, 64287 Darmstadt   | 9. Ber. Nr. Durchführende Institution<br>-                              |
|   | 10. Förderkennzeichen<br>01 MY12011A                                    |
|   | 11. Seitenzahl<br>71  |
| 12. Fördernde Institution (Name, Adresse)<br><br>Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi)<br>10115 Berlin  | 13. Literaturangaben<br>33  |
|   | 14. Tabellen<br>14  |
|   | 15. Abbildungen<br>56   |
| 16. Zusätzliche Angaben<br>-  |   |
| 17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum)<br>-  |   |
| 18. Kurzfassung<br>Um die CO2 Emissionen von Fahrzeugen zu reduzieren, arbeitet die Automobilindustrie seit einigen Jahren intensiv an der Elektrifizierung des Antriebsstrangs. Das Konzept des Doppel-E-Antriebs hat das Potential, den Energieverbrauch von rein elektrischen oder hybrid-elektrischen Fahrzeugen zu senken und dennoch sehr gute Fahrleistungen zu erreichen. Der Doppel-E-Antrieb besteht aus zwei zweigängigen Teilgetrieben, die jeweils von einer E-Maschine angetrieben werden und mit der Getriebeausgangswelle verbunden sind. Durch Übergabe des Antriebsmoments von einem Teilgetriebe zum anderen können Gänge ohne Unterbrechung der Zugkraft gewechselt werden. Durch die Mehrgängigkeit des Getriebes werden eine sehr gute Gesamteffizienz des Antriebs und gleichzeitig sehr gute Fahrleistungen erreicht. In diesem Projekt wurde eine Optimierungsmethode zur Dimensionierung der Antriebsmaschinen und Wahl der Getriebeübersetzungen entwickelt, die einen optimalen Kompromiss aus den definierten Zielgrößen ermittelt. Die Ergebnisse der Optimierung wurden als Eingangsgrößen für die Auslegung des Getriebes und der elektrischen Maschinen genutzt. Es konnte gezeigt werden, dass der Doppel-E-Antrieb inklusive eines Verbrennungsmotors in den Bauraum eines Fahrzeugs aus der Kompaktklasse integriert werden kann. |   |
| 19. Schlagwörter<br>Antriebsstrang für Elektrofahrzeuge, Hybrid-elektrischer Antriebsstrang, Optimierungsmethode, Getriebeauslegung, Auslegung elektrischer Maschinen   |   |
| 20. Verlag<br>-   | 21. Preis<br>-  |

## Document Control Sheet

|   |  |
|---|--|
| 1. ISBN or ISSN planned   | 2. type of document (e.g. report, publication)<br>report |
| 3. title<br>Abschlussbericht des Projekts Doppel-E-Antrieb  |  |
| 4. author(s) (family name, first name(s))<br>König, Ruben<br>An, Jeongki<br>Rinderknecht, Stephan<br>Binder, Andreas  | 5. end of project<br>October 2014                        |
|   | 6. publication date<br>-                                 |
|   | 7. form of publication<br>FVA Report                     |
| 8. performing organization(s) (name, address)<br>IMS – Institute for Mechatronic Systems in Mechanical Engineering<br>TU Darmstadt<br>Otto-Berndt-Straße 2, 64287 Darmstadt<br><br>EW - Institute for Electrical Energy Conversion<br>TU Darmstadt<br>Landgraf-Georg-Str. 4, 64287 Darmstadt  | 9. originator's report no.<br>-                          |
|   | 10. reference no.<br>01 MY12011A                         |
|   | 11. no. of pages<br>71                                   |
| 12. sponsoring agency (name, address)<br><br>Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi)<br>10115 Berlin  | 13. no. of references<br>33                              |
|   | 14. no. of tables<br>14                                  |
|   | 15. no. of figures<br>56                                 |
| 16. supplementary notes<br>-  |  |
| 17. presented at (title, place, date)<br>-  |  |
| 18. abstract<br>In order to reduce the CO2 Emissions of vehicles, the electrification of automotive powertrains has been pushed during the last couple of years. The concept of the Doppel-E-Antrieb has the potential of reducing the energy consumption of electric vehicles or hybrid electric vehicles and reaching very good driving performance at the same time. The Doppel-E-Antrieb consists of two two-speed-subtransmissions, both driven by an electric machine and connected to the drive shaft. By shifting the load between both subtransmissions, gear shifts without interruption of traction force can be performed. And because of the multi-speed-transmission the vehicle reaches very good efficiency and driving performance. In this project, an optimization method for the dimensioning of the traction machines and the choice of the transmission ratios has been developed, which finds an optimal compromise for the chosen objectives. The results of the optimization were used for the design of the transmission and the electric machines. It was shown, that the Doppel-E-Antrieb including an internal combustion engine can be fit into the package space of a compact car. |  |
| 19. keywords<br>Electric powertrain, hybrid electric powertrain, optimization method, transmission design, electric machine design  |  |
| 20. publisher<br>-  | 21. price<br>-   |