

Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik – Lehrstuhl für Maschinenelemente
Technische Universität München

Der Autarke Hybrid am Prüfstand – Funktion, Kraftstoffverbrauch und energetische Analyse

Philipp Guttenberg

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen
der Technischen Universität München zur Erlangung
des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. G. Wachtmeister

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. Heißing

Die Dissertation wurde 11.06.2004 bei der Technischen Universität
München eingereicht und durch die Fakultät Maschinenwesen
am 27.07.2004 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG) der Technischen Universität München. Die Grundlage zu dieser Arbeit bildet das Teilprojekt „Der Autarke Hybrid – Prüfstandsuntersuchungen“ des Sonderforschungsbereichs 365 „Umweltfreundliche Antriebstechnik für Fahrzeuge“, gefördert von der Deutschen Forschungsgemeinschaft.

Mein Dank gilt allen, die zum Gelingen der Dissertation beigetragen haben, im Besonderen

Herrn Professor Dr.-Ing. B.-R. Höhn, der diesen Sonderforschungsbereich ins Leben gerufen hat, für die konstruktive Begleitung der Arbeit und die Gewährung der nötigen Freiräume, sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Heißing für die Übernahme des Koreferats und Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Wachtmeister für den Prüfungsvorsitz,

meinem Forschungsgruppenleiter, Herrn Dr.-Ing. H. Pflaum für die stets gute fachliche sowie persönliche Begleitung und die angenehme Arbeitsatmosphäre,

meinen SFB-Kollegen Thomas Schmidbauer, Janislav Krastev, Stefan Maier, Alexander Kleimaier, Klaus Müller, Thomas Anderl, Roland Mölle, Bernhard Stöckl für eine sehr kollegiale, ehrliche und konstruktive Zusammenarbeit in guter Atmosphäre. Mein besonderer Dank gilt Klaus Müller für die unzähligen Stunden bei der Inbetriebnahme und Erprobung des Reglers am Prüfstand und dem ganz besonderen persönlichen Einsatz in wichtigen Projektphasen,

meinen Büro- und Kaffee-Kollegen Johannes Winkler und Thomas Wimmer für die interessanten fachlichen Diskussionen, die wertvollen privaten Gespräche und die wichtigen Hilfestellungen in schwierigen Momenten,

den studentischen Hilfskräften Florian Österreicher, Markus Vogl, Stefan Klingl und Christian Heidl für den weit überdurchschnittlichen Arbeits-Einsatz, die Treue zum Projekt, die persönliche Verbundenheit und die gemeinsamen Erfolgserlebnisse.

Meinen Eltern gebührt für die bedingungslose Unterstützung meiner Ausbildung und Promotion besonderer Dank!

Garching, im August 2004,

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Ph. Gubel', with a long, sweeping underline that extends to the right.

Inhaltsverzeichnis

1	EINLEITUNG.....	1
1.1	VERÄNDERTE RAHMENBEDINGUNGEN FÜR HYBRIDFAHRZEUGE	1
1.2	KLASSIFIKATION VON HYBRID-ANTRIEBEN	3
1.3	REALISIERTE HYBRID-KONZEPTE	6
2	ZIELSETZUNG UND AUFBAU DER ARBEIT	8
3	DER AUTARKE HYBRID.....	9
3.1	ANTRIEBSSTRANG.....	9
3.2	BETRIEBSSTRATEGIE UND REGELUNG.....	10
3.3	SIMULATION, EINSARPOTENTIALE UND REALISIERUNG.....	13
4	DER PRÜFSTANDSAUFBAU DES AUTARKEN HYBRID	16
4.1	MECHANISCHER AUFBAU	16
4.2	MESSSIGNALE	17
4.3	INBETRIEBNAHME.....	19
4.4	FUNKTION	20
5	METHODEN DER AUSWERTUNG.....	23
5.1	ABBILDUNG DES FAHRZEUGS AM PRÜFSTAND.....	23
5.2	ANALYSEMETHODEN	27
5.2.1	<i>Methoden der energetischen Analyse</i>	<i>27</i>
5.2.1.1	Mathematische Methoden	27
5.2.1.2	Betriebszustände.....	30
5.2.1.3	Energie-Bilanz.....	32
5.2.1.4	Energiefluss-Diagramm.....	34
5.2.2	<i>Methoden zur Analyse von Betrieb und Wirkungsgrad</i>	<i>36</i>
5.2.2.1	Allgemeine Betrachtungen zur Verlustenergie	36
5.2.2.2	Anwendung auf den Antriebsstrang	38
5.2.2.3	Geschwindigkeit, Fahrenergien.....	41
5.2.2.4	Getriebewirkungsgrad	41
5.2.2.5	Übersetzungsverstellung	42
5.2.2.6	Verbrennungsmotor.....	43
5.2.2.7	E-Maschine.....	45
5.2.2.8	Hydraulikversorgung des Getriebes	46

5.2.2.9	Einhaltung der Leistungsgrenzen	47
5.2.2.10	Rekuperation.....	48
5.2.2.11	Batterie.....	49
5.2.3	<i>Methoden zur Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs</i>	50
5.2.3.1	Korrektur von Abweichungen in Ladebilanz und Fahrenergien	50
5.2.3.2	Verbrauchsverhalten des Verbrennungsmotors am Prüfstand.....	54
5.2.3.3	Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs	55
6	VERSUCHSPROGRAMM UND ERGEBNISSE	57
6.1	ANALYSE EINES NEFZ-ZYKLUS	57
6.1.1	<i>Zyklusmessung im Überblick</i>	57
6.1.2	<i>Analyse von Betrieb und Wirkungsgrad</i>	62
6.1.2.1	Geschwindigkeit, Fahrenergien.....	62
6.1.2.2	Getriebewirkungsgrad	64
6.1.2.3	Übersetzungsverstellung	68
6.1.2.4	Verbrennungsmotor.....	71
6.1.2.5	E-Maschine.....	75
6.1.2.6	Hydraulikversorgung des Getriebes	79
6.1.2.7	Einhaltung der Leistungsgrenzen	82
6.1.2.8	Rekuperation	85
6.1.2.9	Batterie	87
6.1.3	<i>Energiefluss-Diagramm</i>	89
6.1.4	<i>Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs</i>	91
6.2	ANALYSE EINES FTP72-ZYKLUS	93
6.2.1	<i>Zyklusmessung im Überblick</i>	93
6.2.2	<i>Analyse von Betrieb und Wirkungsgrad</i>	97
6.2.2.1	Geschwindigkeit, Fahrenergien.....	97
6.2.2.2	Getriebewirkungsgrad	98
6.2.2.3	Übersetzungsverstellung	102
6.2.2.4	Verbrennungsmotor.....	105
6.2.2.5	E-Maschine.....	107
6.2.2.6	Hydraulikversorgung des Getriebes	110
6.2.2.7	Einhaltung der Leistungsgrenzen	112
6.2.2.8	Rekuperation	115
6.2.2.9	Batterie	117
6.2.3	<i>Energiefluss-Diagramm</i>	119

6.2.4	<i>Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs</i>	121
6.3	ERGEBNISSE DER WIRKUNGSGRAD-ANALYSE	122
6.4	ZYKLEN-MESSREIHEN	124
6.5	VERBRAUCH UND WEITERE EINSARPOTENTIALE.....	131
6.5.1	<i>Vergleich mit der Simulation</i>	131
6.5.2	<i>Weitere Einsarpotentiale</i>	133
6.5.2.1	Potentiale des Prototypen	133
6.5.2.2	Potentiale eines seriennahen Hybrid	135
7	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	136
8	LITERATURVERZEICHNIS	138
9	ABKÜRZUNGEN, ZEICHEN UND EINHEITEN	142

1 EINLEITUNG

1.1 Veränderte Rahmenbedingungen für Hybridfahrzeuge

Mit dem beginnenden Wirtschaftswachstum in den 50er und 60er Jahren des 20. Jahrhunderts wuchsen in Deutschland Wohlstand, Mobilität und Straßenverkehr. Die von existentiellen Nöten weitgehend befreite Gesellschaft begann in den 70er und 80er Jahren ein wachsendes Umweltbewusstsein zu entwickeln [1.1] und die Schattenseiten des Wirtschaftswachstums und der Mobilität zu sehen. Probleme mit saurem Regen, Waldsterben, Smog in den Ballungszentren und eine erhöhte Ozon-Belastung an heißen Sommertagen rückten in den Blickpunkt der öffentlichen Diskussion. Durch die Einführung des Katalysators und einer schrittweisen Verschärfung der Abgasnormen konnten jedoch, trotz weiterer Zunahme des Straßenverkehrs, die Schadstoff-Emissionen deutlich gesenkt werden. **Tabelle 1-1** zeigt die Reduktion wichtiger Schadstoffemissionen des Jahres 2000 gegenüber dem Jahr 1990 bei einer gleichzeitigen Zunahme der Fahrleistung um 2% [1.2]:

NMVOC	- 84 %
Kohlenmonoxid	- 65 %
Stickoxide	- 64 %

Tabelle 1-1: Reduktion von Emissionen bei PKW 1990 bis 2000 (Quelle: BU-Amt [1.2])

Die Einführung von schwefelfreiem Kraftstoff zum 01.01.2003 wird weitere Erfolge bringen. Der PH-Wert des Regens hat wieder messbar zugenommen, was vor allem auf die Reduktion von SO₂-Emissionen zurückzuführen ist. Der Säureeintrag liegt jedoch bei empfindlichen Böden weiterhin über der Schadensgrenze [1.3]. Auch wenn das Thema Waldsterben aus der öffentlichen Diskussion verschwunden ist, und die Bäume anscheinend immer schneller wachsen [1.4], kann von einer echten Gesundheit des Waldbestands noch nicht die Rede sein. Der Anteil erkrankter Bäume hat sich zwar stabilisiert, jeder vierte Baum weist jedoch noch immer deutliche Schäden auf [1.5].

Mittlerweile ist durch abschmelzende Gletscher [1.6, 1.7] und eine deutliche Zunahme extremer Wettersituationen die globale Erwärmung der Erdatmosphäre durch CO₂ und andere Treibhausgase in den Mittelpunkt der öffentlichen Aufmerksamkeit getreten. Wissenschaft und Politik sind sich inzwischen einig, dass eine Klima-Erwärmung stattfindet. Die mittlere Temperatur ist in Deutschland seit 1900 fast um 0,5 °C gestiegen. Die letzten zehn Jahre des zwanzigsten Jahrhunderts waren wahrscheinlich nicht nur das wärmste Jahrzehnt des Jahrhunderts, sondern sogar des Jahrtausends [1.8, 1.9].

Auch hat seit 1970 der CO₂-Gehalt der Atmosphäre deutlich zugenommen (**Bild 1-1**). „Seit 1750, mit Beginn der Industrialisierung, ist die CO₂-Konzentration in der Atmosphäre um 31% von 280 ppm auf über 360 ppm gestiegen und hat vermutlich das höchste Niveau innerhalb der letzten 20 Mio. Jahre erreicht“ [1.8].

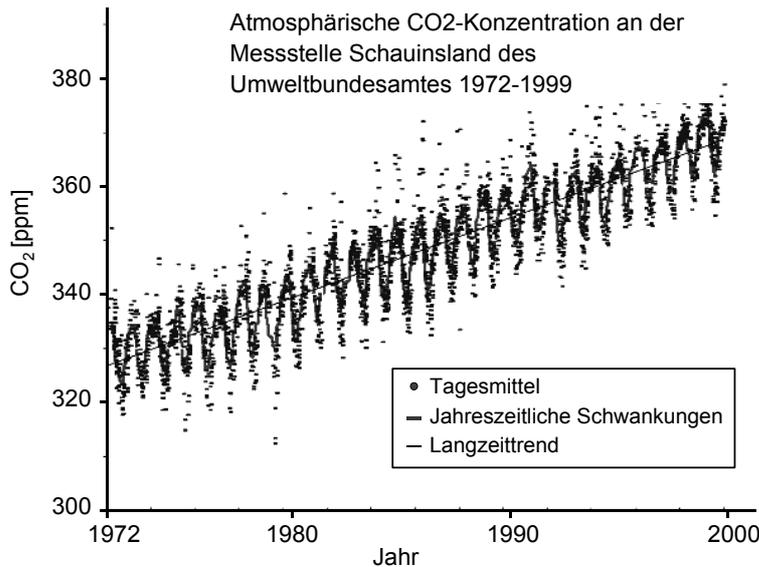


Bild 1-1: Entwicklung der CO₂-Konzentration (Quelle: Bundesumweltamt [1.8])

Noch ist nicht vollständig geklärt, welche Faktoren das Klima wie stark beeinflussen, und was in der Vergangenheit die Warmzeiten und die Eiszeiten verursacht hat (**Bild 1-2**).

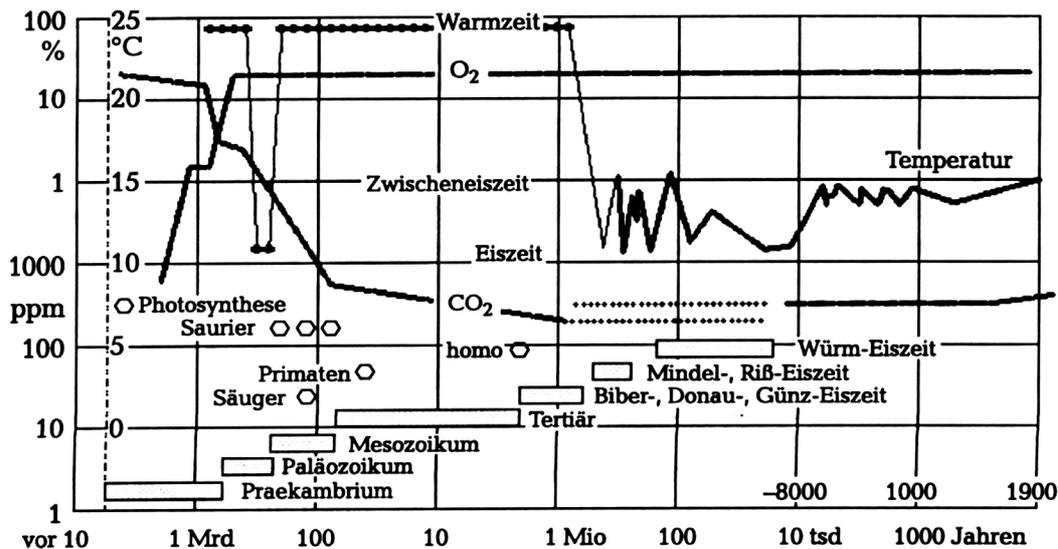


Bild 1-2: Klimatische Entwicklung der Erde (Quelle: [1.10])

Änderungen in der Sonnenaktivität, der Erdumlaufbahn und der kosmischen Strahlung haben ebenso einen Einfluss, wie Meeresströmungen, Bewölkung, reflektierende Eisflächen und der Gehalt der Atmosphäre an Treibhausgasen, der wiederum durch die Vegetation, natürliche CO₂-Quellen und den Mensch beeinflusst wird. Es ist also nach wie vor nicht sicher, welchen Anteil der Mensch an der Erwärmung hat [1.11, 1.12, 1.13, 1.14].

Trotz erster Klima-Schutz-Bemühungen hat der CO₂-Ausstoß in den letzten 10 Jahren um weitere 10% zugenommen. Angesichts der Weigerung der USA und Russlands, das Kyoto-Protokoll zu ratifizieren, und angesichts des wirtschaftlichen Aufschwungs von China und Indien, den beiden bevölkerungsreichsten Ländern der Erde, ist mit einer weiteren Zunahme der CO₂-Emissionen zu rechnen. Will man diesem Trend entgegenwirken, besteht erheblicher

Handlungsbedarf. Das gilt insbesondere für den Straßenverkehr, der als nennenswerte CO₂-Quelle auch in den Industrieländern noch stetige Zuwächse verzeichnet.

Damit verlagern sich erneut die Rahmenbedingungen für die Entwicklung alternativer Fahrzeugkonzepte, wie dem Hybrid-Antrieb. Der Hybrid-Antrieb, meist eine Kombination aus elektrischem und verbrennungsmotorischem Antrieb, wird bereits seit der Öl-Krise in den 70er-Jahren untersucht. Ziel war es damals, durch einen gesenkten Kraftstoffverbrauch die Abhängigkeit von der OPEC zu reduzieren. In den 80er und 90er Jahren traten dann die lokalen Emissionsprobleme in den Vordergrund. Der Hybrid sollte über den elektrischen Zusatzantrieb ein emissionsfreies Fahren in Ballungszentren ermöglichen. Mittlerweile ist das Emissionsproblem durch Abgasnachbehandlung entschärft, die Klimaproblematik tritt in den Vordergrund. Deshalb wird heute auf lokal emissionsfreies Fahren weitgehend verzichtet. Stattdessen versucht man, bei möglichst geringem Mehrgewicht und Zusatzkosten, durch ein intelligentes Zusammenspiel beider Motoren Kraftstoff zu sparen und somit die CO₂-Emissionen zu senken.

1.2 Klassifikation von Hybrid-Antrieben

Das Wort „hybrid“ stammt aus dem Lateinischen und bedeutet „zweierlei Herkunft“. Übertragen auf das Fahrzeug ist damit gemeint, dass zwei verschiedene Antriebssysteme installiert sind. Insofern kann auch ein elektrisches Fahrrad als Hybrid aus Muskelkraft und elektrischem Antrieb betrachtet werden. Bei Kraftfahrzeug-Antrieben handelt es sich üblicherweise um eine Kombination eines Verbrennungsmotors mit einem elektrischen Antrieb. Es sind natürlich auch andere Antriebsaggregate verwendbar: Turbine, Brennstoffzelle, Schwungrad, Hydromotor /-pumpe, Hydrospeicher, usw.

Dabei wird in der Regel der Antrieb, der primär die Energie liefert (Verbrennungsmotor mit Treibstofftank), mit einer zweiten Antriebsart kombiniert, die einen Zwischenspeicher zur Verfügung stellt (Elektromotor mit Batterie). Hintergrund für diese Kombination ist einerseits, dass der Verbrennungsmotor bei kleinen Leistungen schlechte Wirkungsgrade aufweist und frei werdende Schwunghenergie im Schubbetrieb nicht nützen kann. Dies führt in Kombination mit dem Leerlaufverbrauch vor allem bei Stadtfahrten zu einem hohen Verbrauch. Auf der anderen Seite bietet auch der Elektro-Antrieb mit Batterie, der die Rekuperation von Schubenergie ermöglicht, keine optimale Lösung. Gründe sind die schlechte Gesamtwirkungsgradkette „Primärenergie-Stromerzeuger-Rad“, die begrenzte Reichweite, das Mehrgewicht und die hohen Kosten für die Batterie.

Die Kombination beider Antriebsarten im Hybrid erlaubt es, je nach Konfiguration, den Verbrennungsmotor für kleinere Leistungen auszulegen, wirkungsgradungünstige Betriebsbereiche des Verbrennungsmotors zu vermeiden und die Betriebspunkte des Verbrennungsmotors mit Hilfe des elektrischen Antriebs in Richtungen besserer Wirkungsgrade zu verlagern. Der elektrische Zwischenspeicher erlaubt es zudem, Schwunghenergie im Schubbetrieb zu rekuperieren und wieder für den Vortrieb zu nützen. Hybride lassen sich zunächst nach ihrer Struktur in folgende Klassen einteilen [1.15] (**Bild 1-3**):

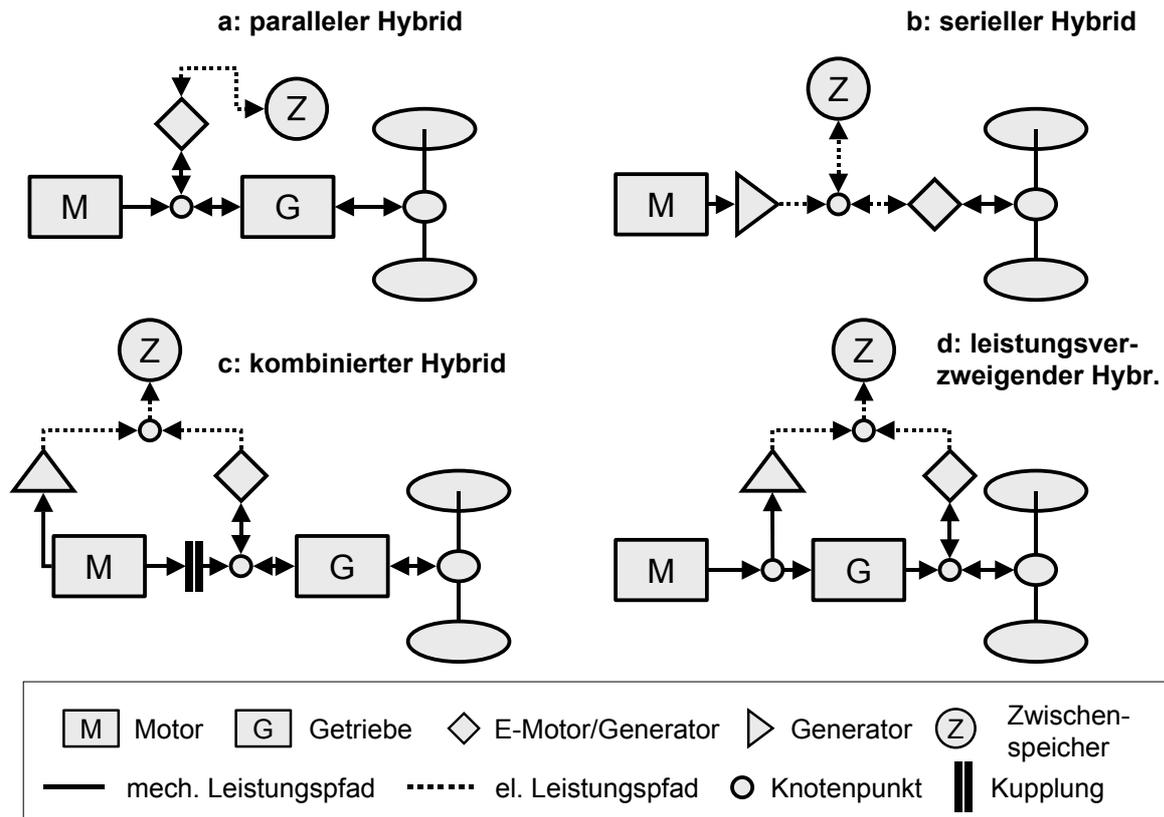


Bild 1-3: Anordnung der Antriebssysteme

Von einem **parallelen Hybrid** spricht man, wenn beide Antriebssysteme das Fahrzeug antreiben können. Meist kann wahlweise elektrisch oder verbrennungsmotorisch gefahren werden. Des Weiteren kann bei Leistungsaddition das Leistungsangebot erhöht werden und bei generatorischem Betrieb der E-Maschine die Batterie geladen werden.

Beim **seriellen Hybrid** sind dagegen beide Systeme in Reihe angeordnet. Dabei wird üblicherweise mit einer Verbrennungsmotor-Generator-Kombination elektrischer Strom erzeugt, der durch einen elektrischen Antrieb genutzt wird. Eine Batterie im elektrischen System kann Energie aufnehmen oder abgeben.

Des Weiteren gibt es Mischformen, die eine Kombination von seriell und parallel Hybrid darstellen:

Beim **kombinierten Hybrid** wird mittels einer Kupplung von einer seriellen in eine parallele Struktur umgeschaltet. Dies ermöglicht, je nach Betriebsfall, in die günstigere Konfiguration zu wechseln.

Beim **leistungsverzweigenden Hybrid** wird ein Teil der Leistung des Verbrennungsmotors direkt übertragen, der andere Teil wird über den Generator in das elektrische System mit Batterie eingespeist. Durch eine zweite E-Maschine kann die Leistung abtriebsseitig wieder in den mechanischen Strang eingespeist werden. Da nur ein Teil der Leistung über das elektrische System fließt, steigt auch hier der Wirkungsgrad gegenüber dem seriellen Hybrid.

Beim parallelen Hybrid ergeben sich des Weiteren Unterscheidungen durch die konkrete mechanische Anordnung. Sitten beide Maschinen auf der gleichen Eingangswelle des Getriebes redet man vom Einwellen-Hybrid [1.15]. Wirken beide Antriebe auf getrennte Achsen des

Fahrzeugs, so spricht man vom Zwei-Achsen-Hybrid, der gleichzeitig einen Allrad-Antrieb darstellt. Eine weitere Variation beim seriellen Antrieb ist der Einsatz von Radnaben-Motoren.

Eine andere Klassifikation lässt sich nach der Größe der elektrischen Antriebsleistung und der Größe des elektrischen Speichers treffen (**Bild 1-4**):

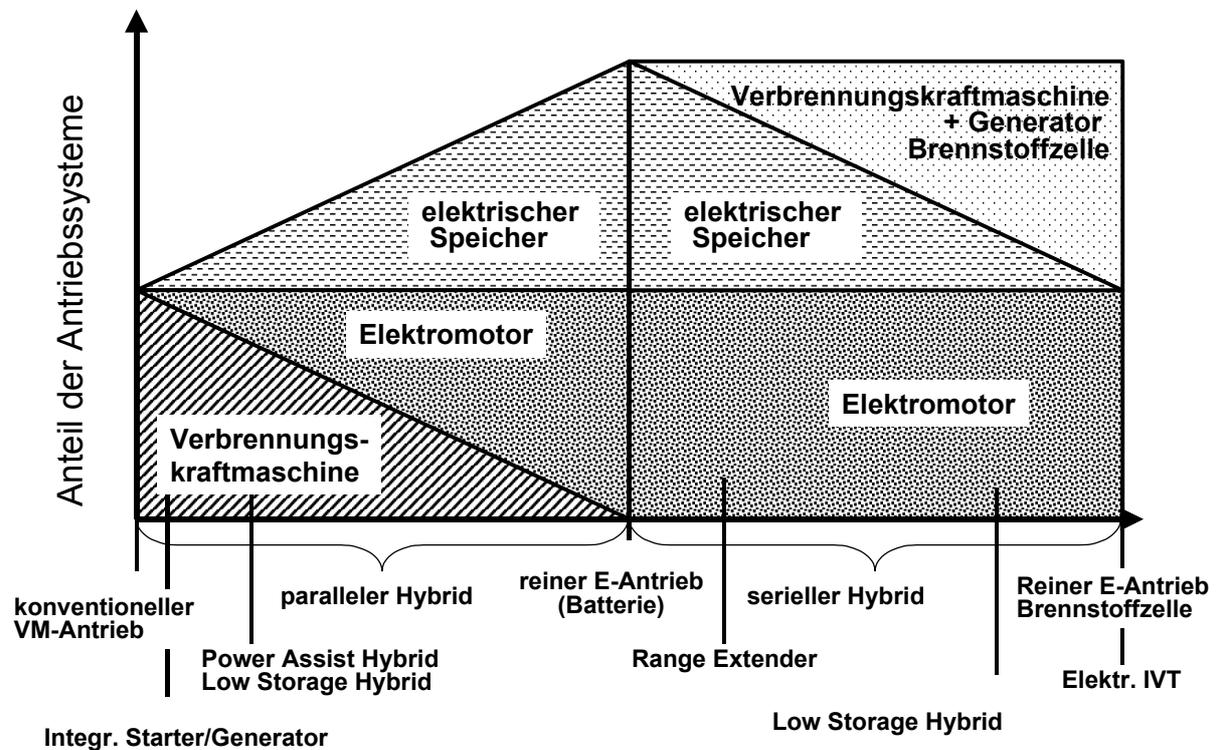


Bild 1-4: Anteil der elektrischen Antriebsleistung (Quelle: Wallentowitz [1.15])

Auf der linken Seite des Diagramms ist der **konventionelle Antrieb** mit Verbrennungskraftmaschine zu finden, elektrische Antriebsleistung und Speicherkapazität sind nicht vorhanden. Der **integrierte Starter/Generator** stellt bei kleiner installierter elektrischer Leistung und Speicherkapazität einen ersten Einstieg in den Hybrid-Antrieb dar. Da der Starter-Generator auf der Kurbelwelle des Motors sitzt, handelt es sich um einen **parallelen Hybrid**.

Ebenfalls bei kleinen elektrischen Leistungen und Speicherkapazität befindet sich der **Power Assist Hybrid**, bei dem die E-Maschine verwendet wird, um bei kurzen Spitzen im Leistungsbedarf den Verbrennungsmotor zu unterstützen. Ähnlich angesiedelt wird der **Low Storage Hybrid**, der sich durch geringe Speicherkapazität auszeichnet. Der **Low Storage Hybrid** kann jedoch auch als serielle Hybrid-Struktur (rechte Diagrammseite) realisiert werden.

In der Mitte des Diagramms ist die verbrennungsmotorische Leistung bei Null. Entsprechend handelt es sich um einen **reinen E-Antrieb** mit Batterie und Elektromotor.

Auf der rechten Seite des Diagramms ist der **serielle Hybrid** angesiedelt. Hier wird die Größe des Batterie-Speichers zugunsten einer weiteren Stromquelle (Brennstoffzelle oder Motor-Generator) reduziert. Nahe beim rein elektrischen Antrieb liegt der **Range Extender**. Bei

diesem Konzept wird die Batterie des Elektro-Fahrzeugs durch einen Stromerzeuger mit geringer, meist konstanter Leistung während des Betriebs nachgeladen.

Wird die Speicherkapazität der Batterie bis auf Null reduziert, erhält man einen **reinen E-Antrieb mit Brennstoffzelle**, bzw. ein **elektrisches IVT** (infinite variable transmission) für den Fall, dass der Strom durch eine Verbrennungsmotor-Generator-Kombination erzeugt wird.

Weitere Kriterien sind die elektrische Reichweite und die Autarkie-Bedingung (kein Nachladen aus dem Strom-Netz). Je nach nationalen Strommix - die Schweiz hat zum Beispiel einen sehr hohem Wasserkraft-Anteil - kann das nächtliche Nachladen der Batterie über das öffentliche Stromnetz, bezogen auf den CO₂-Ausstoß, sinnvoll oder nachteilig sein.

1.3 Realisierte Hybrid-Konzepte

Mittlerweile haben die meisten Automobilfirmen ein Hybridfahrzeug als Studie oder Konzept-Fahrzeug vorgestellt. Bisher sind jedoch lediglich der Toyota Prius, der Nissan Tino, der Honda Insight und der Honda Civic auf dem Markt erhältlich. Der Toyota Crown Mild-Hybrid und der Toyota HV-M4 Estima werden aktuell nur in Japan angeboten. Der Audi Duo ist in einem dreijährigen Flottenversuch getestet worden und war kurzfristig in Serie. Die Produktion wurde jedoch mangels Nachfrage wieder eingestellt. Im Folgenden werden typische Vertreter kurz erläutert:

Beim **Audi Duo III** [1.16, 1.17] handelt es sich um einen parallelen Hybrid mit teil-automatisiertem Handschaltgetriebe. Der Elektromotor ist mit einer Vorgelegestufe an die Eingangswelle des Getriebes angebunden. Der Audi Duo stellt dank großer Batterie einen elektrischen Fahrbetrieb mit einer Reichweite von 50 km zur Verfügung.

Der **Ford/Aachen Parallel Hybrid** [1.18, 1.19] besteht aus einem 50 kW Zweitaktmotor, einem 4-Gang-Automatikgetriebe und einem Elektromotor (40 kW), der über eine Riemenstufe mit dem Getriebeeingang verbunden wurde. Auch hier hat die Batterie mit 7 kWh eine große Kapazität.

Der **Mercedes-Benz Parallelhybrid** basiert auf einem 55 kW-Dieselmotor und einem 5 Gang-Schaltgetriebe. Ein 14 kW Asynchronmotor sitzt auf der Getriebeeingangswelle. Es ist eine elektrische Reichweite von 20 km vorgesehen [1.20].

Der **BMW-Parallel Hybrid** [1.21] wurde auf Basis des BMW 518i als Prototyp realisiert. Ein 1,8 l Benzin-Motor ist mit einem 18 kW Asynchronmaschine kombiniert, die über einen Zahnriementrieb mit der Eingangswelle des Handschaltgetriebes verbunden ist. Zum Einsatz kommen sowohl eine Ni/MH als auch eine Ni/Cd-Batterie. Die elektrische Reichweite liegt über 30 km.

Der **Honda Civic IMA** und der **Honda Insight** arbeiten mit dem IMA-Konzept (Integrated Motor Assist). Beim Honda-Insight [1.22, 1.23] ist der Verbrennungsmotor fest mit einem Starter-Generator verbunden. Als Getriebe dient ein stufenloses CVT-Kettengetriebe. Der V-Motor ist besonders klein und effizient ausgeführt und wird beim Beschleunigen vom E-Motor unterstützt. Für die Rekuperation kann der V-Motor nicht abgekuppelt werden. Er wurde deshalb speziell reibungsreduziert ausgeführt, um die Schleppmomente klein zu halten.

Bei dem als Mild-Hybrid bezeichneten „**i-MoGen**“- Hybridkonzept [1.24] von Ricardo und Valeo wurde auf Basis eines Opel-Astra ein Dieselmotor mit einem Starter-Generator kombiniert. Bei diesem Konzept wurde der Verbrennungsmotor von 2,0 auf 1,2 l reduziert, der Starter-Generator erhöht das Drehmoment im unteren Drehzahl-Bereich.

Starter-Generator-Konzepte werden des Weiteren von Continental (ISAD) [1.25], LUK [1.26], Siemens [1.27], Bosch [1.28] und ZF-Sachs verfolgt.

Serielle Hybride sind der **Ford Escort EHV** [1.29, 1.19], der **Irmscher-Selektra** [1.30] und der **Citroen Berlingo Dynavolt** [1.31], jeweils mit einem Zweitaktmotor, der **Renault Kangoo** mit Range Extender [1.32] und der **aXessaustralia** mit Kurbelschlaufenmotor [1.33].

Beim **Nissan Tino** ist der Verbrennungsmotor mit einem Generator gekoppelt. Beide Motoren können mit einer Trennkupplung vom Getriebe, einem CVT, getrennt werden. Getriebeseitig sitzt ein weiterer Elektromotor. Auf diese Art kann einerseits bei geschlossener Trennkupplung ein paralleler Hybrid, bei geöffneter Trennkupplung ein serieller Hybrid realisiert werden (**kombinierter Hybrid**). Nach ähnlichem Konzept arbeitet auch der **Fiat Multipla Ibrida** [1.34, 1.35].

Beim **Toyota Prius** [1.36, 1.37] handelt es sich um einen **leistungsverzweigenden Hybrid**. Die vom Verbrennungsmotor erzeugte Leistung wird durch einen Planetenradsatz aufgeteilt. Ein Teil der Leistung geht zu den Antriebsrädern, der zweite Teil wird generatorisch aufgenommen. Ein zusätzlicher Elektromotor kann auf der Abtriebsseite wieder Leistung in den mechanischen Antriebsstrang einbringen.

Darüber hinaus wird der Hybrid-Antrieb in mehreren Konzepten verwendet, um einen **Allrad-Antrieb** zu realisieren. Dabei wird meist eine Achse mechanisch, die andere Achse elektrisch getrieben. Dazu gehören der **General Motors Precept** [1.38], der **Renault Koleos**, der **Renault Next**, der **Honda DualNote** und der **Toyota HV-M4 Estima** [1.39].

Des Weiteren sind Forschungsprojekte an Hochschulen durchgeführt worden. Der **ETH-Hybrid III** der ETH-Zürich ist ein Parallel-Hybrid mit stufenlosem, weitgespreiztem Getriebe, Schwungrad und E-Motor [1.40, 1.41]. Der **Hybrid der TU-Eindhoven** arbeitet auch mit einem stufenlosen Getriebe mit mehreren Fahrbereichen und realisiert einen reinen Schwungrad-Hybrid [1.42].

2 ZIELSETZUNG UND AUFBAU DER ARBEIT

Diese Dissertation baut auf Arbeiten und Ergebnissen auf, die im Rahmen von Projekt B9 des Sonderforschungsbereichs 365 entstanden sind. Aufgabe dieses Projekts war es, parallel zur Fahrzeug-Erprobung, den Autarken Hybrid am Prüfstand zu untersuchen und zu optimieren. Ziel dieser Dissertation ist es, die im Rahmen von Projekt B9 geleistete Forschungsarbeit darzustellen und zu vertiefen. Dabei ist es primäres Ziel, den Kraftstoffverbrauch am Prüfstand zu bestimmen und mit der Simulation zu vergleichen. Der wissenschaftliche Schwerpunkt dieser Arbeit liegt jedoch in der detaillierten Untersuchung des realen Betriebs im Vergleich zum theoretisch idealen Betrieb entsprechend der Betriebsstrategie.

Der Prüfstand war in Bezug auf das elektrische System Einschränkungen unterworfen, da es im Rahmen des Projekts nicht möglich war, das elektrische System des Fahrzeugs komplett zu duplizieren. Mit Hilfe von Messungen am Versuchsfahrzeug und unter Einbeziehung von Teilen der Simulation, war es dennoch möglich, das Gesamtsystem am Prüfstand abzubilden, zu untersuchen und eine Verbrauchsaussage zu treffen.

Die im Rahmen der Arbeit entwickelten Methoden zur systematischen Untersuchung des Hybrid-Antriebsstrangs werden ausführlich dargestellt. Aufbauend auf diesen Methoden und den daraus gewonnenen Erkenntnissen soll der Weg zu einem vertieften Verständnis der Vorgänge in einem Hybrid-System ermöglicht werden.

Nach einer einleitenden Beschreibung von Antriebsstrang, Versuchsaufbau und Funktion, werden die Auswertungsmethoden erläutert. Dann werden zwei ausgewählte Messungen, ein NEFZ und ein FTP72-Zyklus, dargestellt und analysiert. Differenzen zwischen idealem und realem Betrieb werden aufgezeigt, und die Auswirkungen auf den Verbrauch ermittelt. In anschließend betrachteten Mess- und Versuchsreihen werden die Ergebnisse abgesichert und dann mit den Werten der Simulation verglichen.

Abschließend werden Einsparpotentiale aufgezeigt, die bei einer weiteren Optimierung des Prototypen am Prüfstand und bei einem überarbeiteten seriennahen Hybridfahrzeug zu erwarten sind.

3 DER AUTARKE HYBRID

Der Sonderforschungsbereich 365 „Umweltfreundliche Antriebstechnik für Fahrzeuge“ wurde 1993 von sechs Lehrstühlen der TU-München initiiert und bis zum Jahr 2002 bearbeitet. Ziel war es, den Autarken Hybrid zu simulieren, darzustellen und zu optimieren. Der Autarke Hybrid stellt ein paralleles Hybrid-System dar, das die Reduktion von Kraftstoffverbrauch und Schadstoff-Emissionen zum Ziel hat [3.1, 3.2]. Durch den elektrischen Betrieb des Fahrzeugs soll emissionsfreies Fahren mit einer Reichweite von 30 km möglich sein.

3.1 Antriebsstrang

Der Antriebsstrang (**Bild 3-1**) besteht aus einem Verbrennungsmotor und einem Elektromotor [3.3, 3.4], die auf ein gemeinsames Getriebe zugreifen.

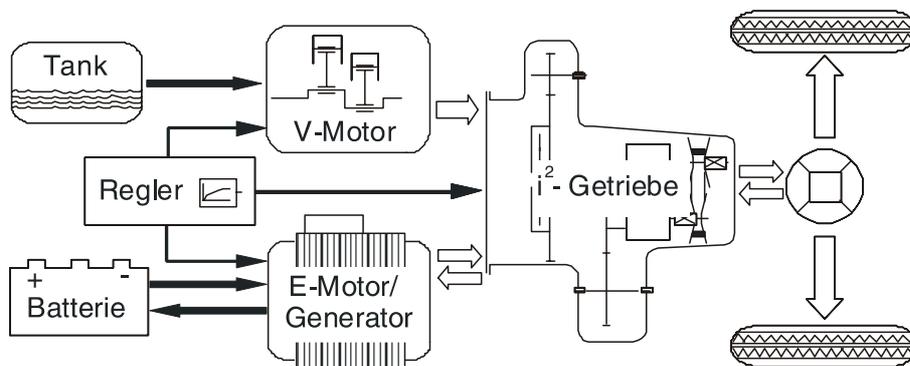


Bild 3-1: Antriebsstrang des Autarken Hybrid

Die Motoren können abwechselnd antreiben oder ihre Drehmomente auf der Getriebeeingangswelle überlagern. Beim Getriebe handelt es sich um ein so genanntes i^2 -Getriebe, das als Kernstück einen stufenlosen Kettenwandler (CVT) verwendet. Durch einen Lastschaltvorgang kann der Verstellbereich des Variators zweimal genutzt werden, wodurch das Getriebe die notwendige Spreizung erhält, um annähernd bei allen Geschwindigkeiten die optimale Übersetzung für beide Motoren zur Verfügung stellen zu können. Als Energiespeicher dient eine 120V-Nickel-Metallhydrid-Batterie mit 6,24 kWh [3.5]. Kraftstoffeinsparungen werden durch rein elektromotorischen Antrieb bei geringen Leistungsanforderungen, Betrieb des Dieselmotors nur bei höheren Leistungsanforderungen auf hohem Drehmoment-Niveau und Rekuperation im Schubetrieb erreicht. Der Antriebsstrang wird durch ein Reglernetz kontrolliert, das über Gas- und Bremspedal den Fahrerwunsch aufnimmt und die Antriebsaggregate entsprechend einer Betriebsstrategie wirkungsgradoptimal einsetzt.

Kernkomponente des i^2 -Getriebes [3.6] ist ein Kettenwandler der Firma P.I.V (**Bild 3-2, Wellen B und C**). Eine Vierwellenstruktur in Kombination mit zwei Lamellenkupplungen (L1, L2), zwei synchronisierten Zahnkupplungen (K1, K2) und zwei parallelen Stirnradsätzen ermöglicht einen Lastschaltvorgang [3.7], der es erlaubt, den Verstellbereich des Wandlers zweifach zu nutzen. Die Gesamtspreizung ergibt sich damit aus dem Quadrat der Kettenwandlerspreizung (i^2 -Getriebe).

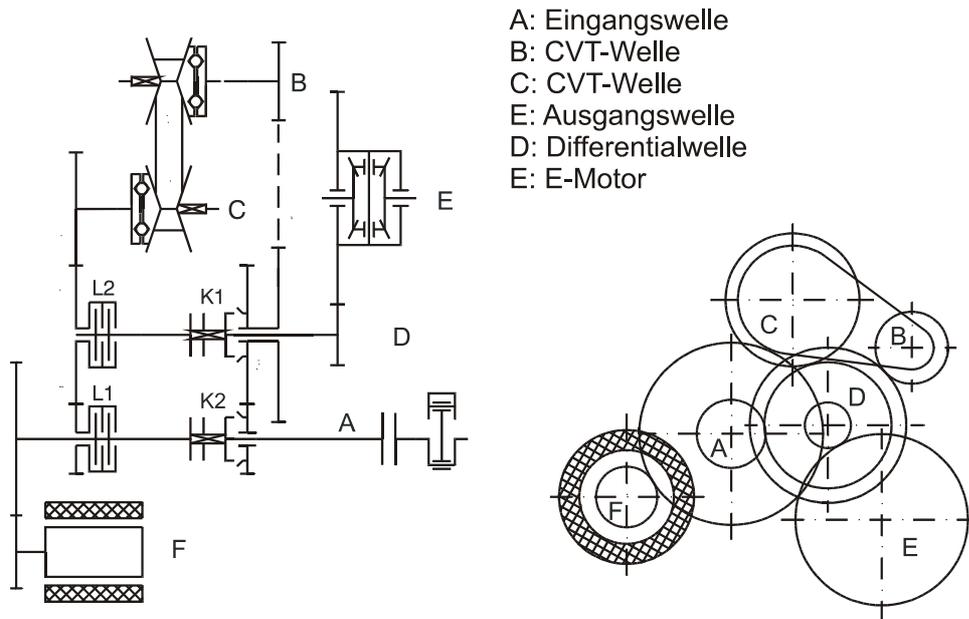


Bild 3-2: Struktur des i^2 -Getriebes

Die Hydraulik des Autarken Hybrid besteht aus zwei Kreisläufen, die beide mit dem Getriebeöl ATF 220 betrieben werden. Eine Druckölpumpe [3.8] (6,7 l/min bis max. 60 bar) versorgt die Übersetzungsregelung und das Anpresssystem des CVT-Kettenwandlers [3.9] und die Ventile zum Schalten der Kupplungen des i^2 -Getriebes. Ein separates Schmierölsystem fördert Öl mit niedrigem Druck, um Kettenwandler, Lamellenkupplungen und Zahneingriffe energetisch effizient zu versorgen. Die Hydraulikpumpen werden direkt von der 120V-Batterie gespeist.

Die Bordelektrik des Serien-Fahrzeugs mit 12V-Starterbatterie wird mittels DCDC-Wandler versorgt, d.h. die Lichtmaschine kann entfallen. Da der V-Motor zeitweise abgestellt wird, müssen Bremskraftverstärker und Servolenkungshydraulik mit elektrischen Antrieben versehen werden. Zusätzlich installierte elektrische Verbraucher sind ferner Steuergeräte, Hydraulikventile, Kühlmittelpumpen und Ventilatoren zur Kühlung von Umrichter und Motor der Hydraulikpumpe und zur Kühlung von E-Motor und Batterie [3.10].

3.2 Betriebsstrategie und Regelung

Die Betriebsstrategie (**Bild 3-3**) nutzt die Freiheitsgrade des Hybrid-Antriebsstrangs mit stufenlosem Getriebe, um einen effizienteren Betrieb des Antriebsstrangs zu erreichen [3.11]. Unterhalb der Leistungsgrenze P_1 wird elektrisch gefahren. Dadurch werden Betriebspunkte des Dieselmotors mit sehr niedrigen Leistungen und hohem spezifischen Verbrauch vermieden. Überschreitet die gewünschte Fahrleistung die Leistungsgrenze P_1 , wird der Dieselmotor gestartet und zugekuppelt. Wird die Leistungsgrenze P_1 unterschritten, wird der Verbrennungsmotor abgekuppelt und nach einer definierten Nachlaufzeit gestoppt. Um im Grenzbereich zu häufiges Starten und Stoppen des Dieselmotors zu vermeiden, wird ein Hysteresebereich eingeführt, wodurch sich P_1 in eine obere Leistungsgrenze P_{1o} für das Starten und Zukuppeln des Dieselmotors und eine untere Leistungsgrenze P_{1u} für das Abkuppeln und Stoppen des Dieselmotors aufteilt (P_{1o} , P_{1u} in Bild 3-3 nicht dargestellt). Ist

der Dieselmotor zugekuppelt, und die gewünschte Antriebsleistung kleiner als P_2 , wird der Dieselmotor durch den Elektromotor zusätzlich belastet und die Batterie geladen. Die vom E-Motor generatorisch aufgenommene Leistung wird so gewählt, dass die Leistung des Verbrennungsmotors, soweit die Generatorleistung ausreicht, auf P_2 angehoben wird. Oberhalb der Leistungsgrenze P_2 wird auf eine Lastanhebung des Verbrennungsmotors durch den Elektromotor verzichtet, da die Verluste im elektrischen System den Wirkungsgradgewinn am Verbrennungsmotor überwiegen.

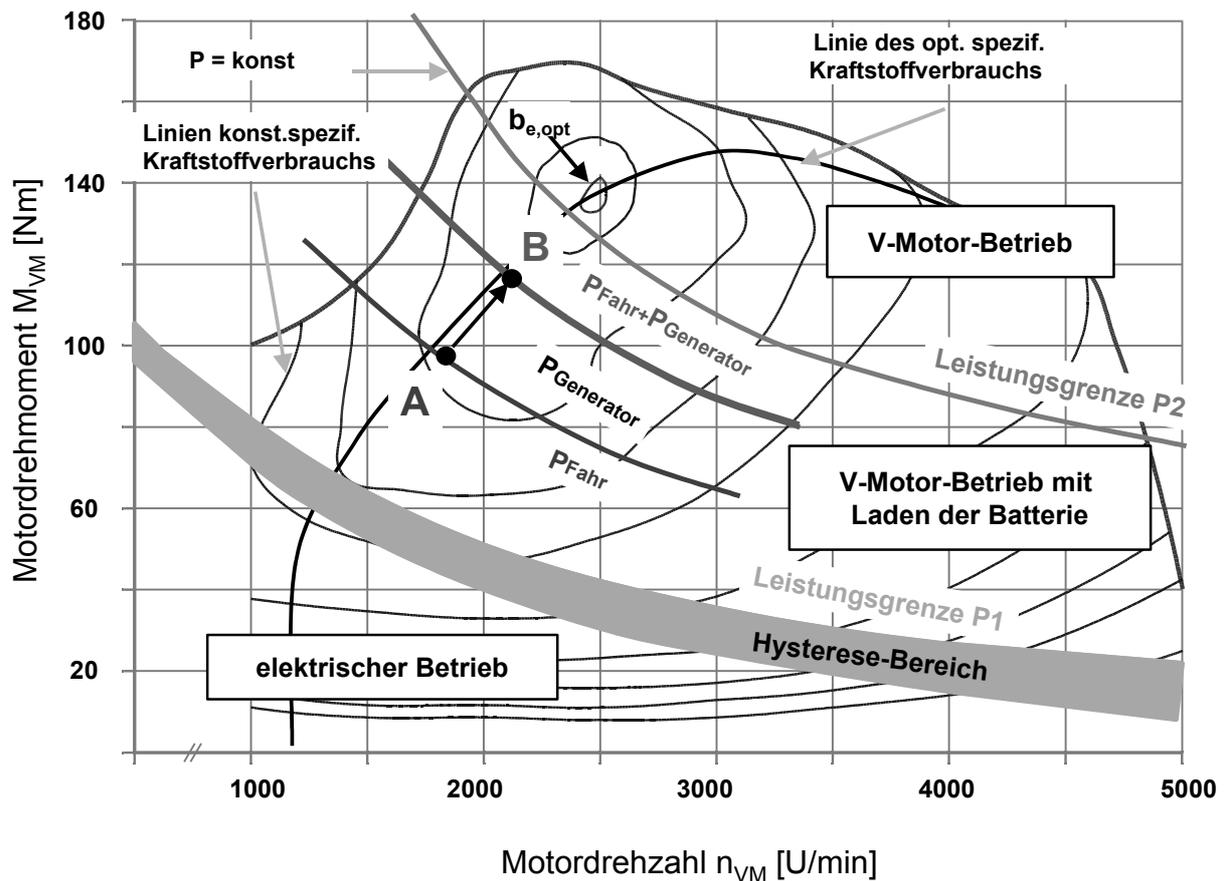


Bild 3-3: Betriebsstrategie des Autarken Hybrid

Um den Ladezustand der Batterie in einem begrenzten Betriebsfenster zu halten, wird folgende Ladestrategie verwendet (**Bild 3-4**) [3.11]:

Den erwünschten Ladezustand von 70% umgibt ein Ladezustandsfenster von $\pm 5\%$, in dem die Leistungsgrenzen P_{1o} , P_{1u} und P_2 nicht verändert werden. Steigt der Ladezustand über 75%, so wird die Leistungsgrenze P_2 linear reduziert und damit die generatorische Leistung verringert. Ab 82% wird nicht mehr generatorisch geladen. Die Leistungsgrenzen P_{1o} und P_{1u} bleiben konstant. Sinkt der Ladezustand unter 65%, so erfolgt bis 50% Ladezustand eine lineare Anhebung der Leistungsgrenze P_2 bis auf 30 kW. Die Leistungsgrenzen P_{1o} und P_{1u} werden gleichzeitig auf Werte unter 5 kW abgesenkt, was zusätzlich zu einem erhöhten Zeitanteil mit verbrennungsmotorischem Betrieb führt. Wird ein Ladezustand von 25% unterschritten, so wird der Verbrennungsmotor nicht mehr ausgeschaltet, der E-Motor lädt durchgehend die Batterie.

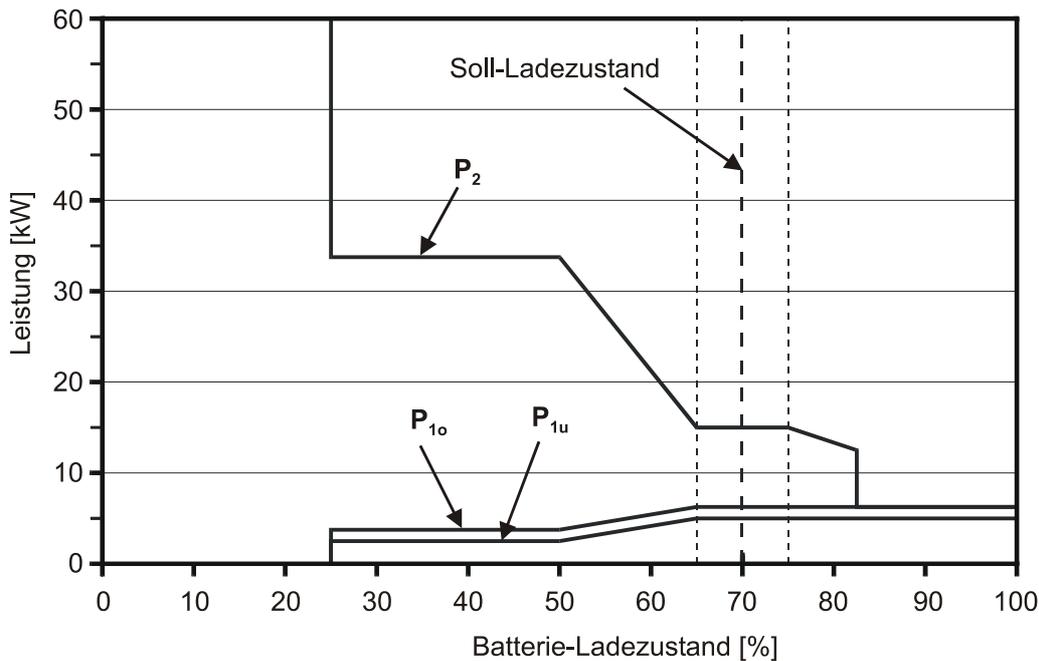


Bild 3-4: Ladestrategie des Autarken Hybrids

Bild 3-5 zeigt den Aufbau der Antriebsstrang-Regelung. Ein übergeordneter Regler, der so genannte **Gesamtfahrzeugregler (GFR)** [3.12, 3.13], kommuniziert mittels CAN-Bus [3.14] mit mehreren untergeordneten Steuergeräten, die jeweils einer Antriebsstrangkomponente zugeordnet sind und lokale Steuer-, Regelungs- und Überwachungsaufgaben erfüllen. Das Fahrzeug stellt sich dem Fahrer als stufenloses Automatikfahrzeug dar, d.h. es gibt nur Gaspedal und Bremse. Mittels Wahlschaltern können die vom Automatikgetriebe bekannten Betriebsmodi, wie „Park“ (P), „Drive“ (D), „Neutral“ (N), „Berg“ (B) und „Rear“ (R) eingelegt werden. Des Weiteren gibt es einen Wahlschalter für die Betriebsarten „Elektrischer Betrieb“, „Hybrid-Betrieb“ und „Verbrennungsmotorischer Betrieb“.

Die Wahlschalter für Betriebsmodus und Betriebsart und die Stellung von Gas- und Bremspedal werden vom **Armaturenbrett-Steuergerät** ausgelesen und über CAN-Bus an den GFR weitergeleitet. Im Gegenzug werden vom GFR die Werte für Tachometer und Kontrollanzeigen an das Armaturenbrett-Steuergerät geschickt. Der GFR gibt, als übergeordnete Steuer- und Regel-Instanz, entsprechend dem Fahrerwunsch Befehle und Sollwerte an die untergeordneten Komponenten-Steuergeräte weiter, die die Anweisungen in lokalen Steuer- und Regelungsvorgängen umsetzen und dabei lokale Überwachungsaufgaben erfüllen. Das **CVT-Steuergerät** schaltet nach Vorgaben des GFR die Hochdruckpumpe ein, regelt den geförderten Volumenstrom und überwacht die einwandfreie Funktion der Pumpe. Als zweiten Aufgabenkomplex übernimmt das CVT-Steuergerät die elektrische Ansteuerung und Regelung des Vierkantensteuerschiebers, ein Hydraulik-Ventil, das zur Übersetzungsregelung des CVT dient. Das **Umschalt-Steuergerät** ist für den Lastschaltvorgang zuständig und steuert die Ventile zur Betätigung der Lamellenkupplungen (L1, L2) und Zahnkupplungen des i^2 -Getriebes (K1, K2) an. Als zusätzliche Funktion bedient es die Trennkupplung des Verbrennungsmotors. Das **V-Motor-Steuergerät** öffnet und schließt das Kraftstoffabsperrentil, betätigt den Anlasser und betätigt die Regelstange der Einspritzpumpe. Zusätzlich werden Motordrehzahl und Motoröltemperatur erfasst.

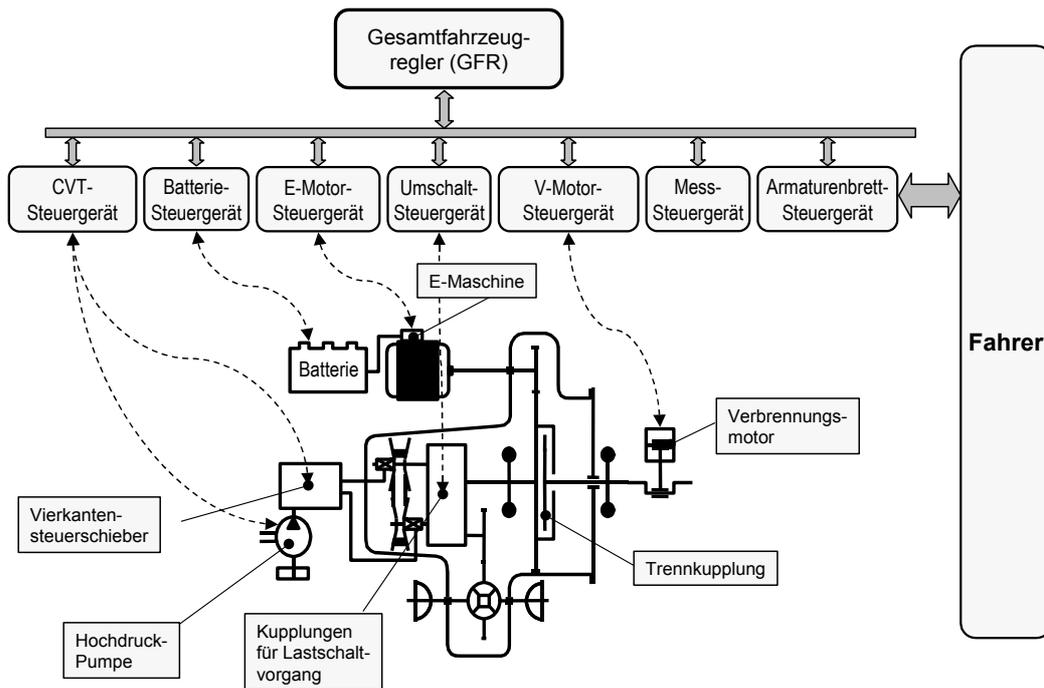


Bild 3-5: Regelungssystem des Autarken Hybrid

Das **E-Motor-Steuergerät** regelt nach Vorgaben des GFR das gewünschte Drehmoment am Elektromotor. Intern überwacht es die Temperaturen an Motor und Umrichter und stellt dem GFR das maximal mögliche Drehmoment des E-Motors zur Verfügung. Darüber hinaus wird die Drehzahl des Elektromotors erfasst und als Messwert zur Verfügung gestellt. Das **Batterie-Steuergerät** ermittelt den Ladezustand der Batterie, steuert die Lüfter und überwacht die einwandfreie Funktion. Das **Mess-Steuergerät** [3.15] dient zur hochfrequenten Abtastung von Drehzahl und Drehmoment an den Antriebsrädern des Fahrzeugs, um eine Analyse von Schwingungen im Antriebsstrang zu ermöglichen. Zudem wird die CAN-Kommunikation aufgezeichnet.

3.3 Simulation, Einsparpotentiale und Realisierung

Zu Beginn wurde das Simulations-Programm FSPS zur Simulation des Serien-Fahrzeugs mit Handschaltgetriebe programmiert und anhand von Messfahrten mit dem Serien-Fahrzeug abgeglichen. Mit dem Simulationsprogramm FSPH wurden dann Verbrauch und Einsparpotential des Autarken Hybrid ermittelt [3.16]. **Bild 3-6** zeigt die Verbrauchswerte des Autarken Hybrid mit ASM (Asynchronmaschine) in den Standard-Test-Zyklen ECE, EUDC, NEFZ und FTP72. Es wird zwischen dem Autarken Hybrid-Prototyp unterschieden, der im Rahmen des Projekts realisiert wird, und einem potentiellen seriennahen Hybrid-Fahrzeug, das mit Hilfe der gewonnen Untersuchungsergebnisse und den Möglichkeiten einer Serienproduktion möglich wäre. Die größten Einsparpotentiale sind für den ECE-Zyklus zu erkennen. Dem Prototyp werden gegenüber dem Serienfahrzeug mit Handschaltgetriebe 10% Einsparung, gegenüber dem Fahrzeug mit Stufenautomat 16% vorausgesagt.

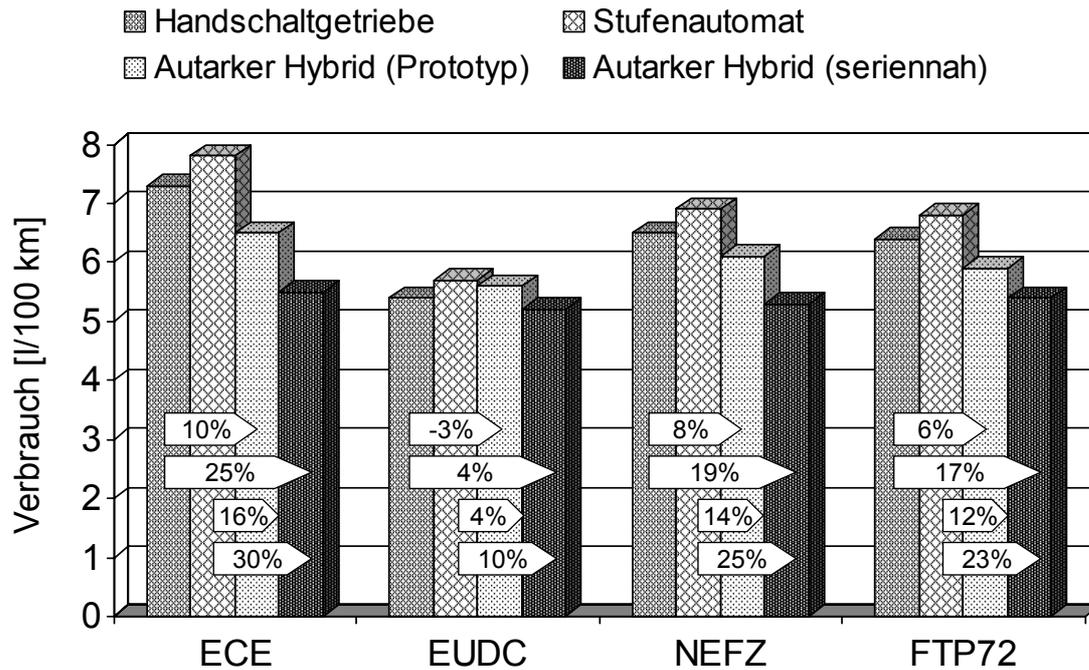


Bild 3-6: Kraftstoffverbrauch und Einsparpotential entsprechend Simulation [3.16]

Bild 3-7 zeigt den Autarken Hybrid mit der Antriebseinheit bestehend aus V-Motor, E-Motor und Getriebe.



Bild 3-7: Prototyp-Fahrzeug mit Antriebsstrang

Als Versuchsträger für den Hybrid-Antrieb wurde der Opel Astra F Caravan (Baujahr 1996) als typischer Vertreter der Kompakt-Klasse ausgewählt [3.10]. In der gewählten Konfiguration ist das Fahrzeug serienmäßig mit einem 1,7 l-Turbo-Dieselmotor mit Wirbelkammer und

mechanischer Verteiler-Einspritzpumpe und einem 5-Gang-Handschatgetriebe ausgerüstet. Der Dieselmotor leistet 60 kW bei 4400 U/min (**Tabelle 3-1**) und 170 Nm bei 2500 U/min. Im optimalen Betriebspunkt bei 2500 U/min und 135 Nm weist der Motor einen spezifischen Verbrauch von 240 g/kWh auf. Das Serien-Fahrzeug hat ein Leergewicht von 1340 Kilogramm und ist auf eine Spitzengeschwindigkeit von 165 km/h ausgelegt.

Verbrennungsmotor	
max. Leistung bei 4400 U/min	60 kW
max. Drehzahl	5000 U/min
min. spezifischer Verbrauch bei 2500 U/min	240 g/kWh
E-Maschine (ASM/TFM)	
Nennleistung ASM und TFM	8 kW
Nenndrehzahl ASM	2000 U/min
Nenndrehzahl TFM	6000 U/min
max. Leistung bei Überlastung ASM und TFM	12 kW
i²-Getriebe	
Anfahr-Übersetzung	32,5
Synchron-Übersetzung	6,84
Overdrive-Übersetzung	1,44
Getriebespreizung	22,5
Batterie Ni/MH – DAUGX52	
Nennspannung	120 V
Energieinhalt	6,24 kWh
Gewicht	165 kg

Tabelle 3-1: Eckdaten des Versuchsfahrzeugs

Die E-Maschine wird in zwei Varianten betrachtet: einer schnelllaufenden Asynchronmaschine (ASM) mit einer Nenndrehzahl von 6000 U/min und einer Transversalflussmaschine (TFM) mit einer Nenndrehzahl von 2000 U/min. Die ASM wird zur Drehzahlangleichung über eine eigene Zahnradstufe mit $i = 2,946$ an die Getriebeeingangswelle angebunden. Beide Maschinen haben eine Nennleistung von 8 kW und eine maximale Leistung von 12 kW bei Überlast.

Als Batterie wird eine Nickel-Metallhydrid-Batterie mit 120 V und 52 Ah verwendet, was einem Nenn-Energieinhalt von 6,24 kWh entspricht. Das Gewicht mit Gehäuse beträgt 165 kg.

4 DER PRÜFSTANDSAUFBAU DES AUTARKEN HYBRID

4.1 Mechanischer Aufbau

Für den Prüfstands Aufbau des Hybrid-Antriebsstrangs steht an der FZG ein Systemprüfstand zur Verfügung. Die Ausstattung beinhaltet eine Prüfstandssteuerung, eine genutete Grundplatte, Gleichstrommotoren und Prüfstandsgetriebe. Im Gegensatz zur Einbausituation im Fahrzeug wurden Elektromotor und Verbrennungsmotor des Hybrid-Systems vom Getriebe abgerückt, um zusätzliche Messstellen installieren zu können. Der Verbrennungsmotor wird folglich separat schwingend gelagert, das Getriebe kann fest montiert werden. **Bild 4-1** zeigt den mechanischen Aufbau:

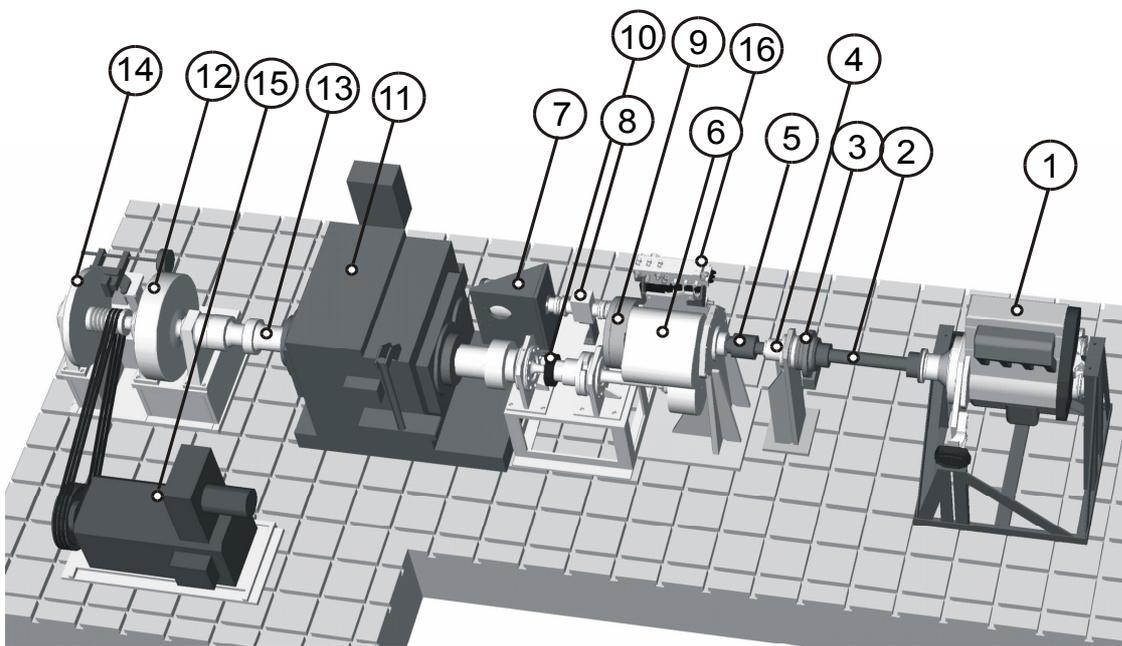


Bild 4-1: Prüfstands Aufbau des Hybrid-Antriebsstrangs

Der Verbrennungsmotor (1) treibt über die Kardanwelle (2), den Messflansch (3), eine gelagerte Zwischenwelle (4) und eine Sicherheitskupplung (5) die Getriebeeingangswelle des i^2 -Getriebes (6) an. Beim Elektromotor (7) handelt es sich am Prüfstand um eine Synchronmaschine mit Drehzahlen bis 15000 U/min. Antriebsmoment und Drehzahl des Elektromotors werden von der Messwelle (8) gemessen und über die separate Zahnradstufe (9) mit Übersetzung 2,946 auf die Eingangswelle des i^2 -Getriebes weitergeleitet. Der Abtrieb erfolgt über ein gesperrtes Differential. Die Messwelle (10) misst Ausgangsdrehmoment und -drehzahl des Getriebes, was Summendrehmoment und Drehzahl an den Antriebsrädern des Fahrzeugs entspricht. Das Prüfstandsgetriebe (11) übersetzt die Drehzahl am Abtrieb ins Schnelle und ermöglicht somit die Verwendung eines kleineren Schwungrads (12). Die Sicherheitskupplung (13) schützt das i^2 -Getriebe abtriebsseitig vor Überlast. Die Bremse (14) dient im Notfall zum Abbremsen des Schwungrads. Der Lastmotor (15) ist über eine Keilriemenstufe verbunden und prägt die Fahrwiderstände auf. Um bei der Inbetriebnahme des Umschaltvorgangs die gleichen Verhältnisse wie im Fahrzeug zu haben, wurde am Prüfstand bereits der eigens konstruierte Hydraulik-Block (16) verwendet, in dem die Ventile zum

Schalten der Kupplungen kompakt verbaut sind. Des Weiteren ermöglichen Heizstäbe in der Ölwanne und ein Kühlkreislauf die Temperierung des Ölsumpfs.

Dem Sonderforschungsbereich 365 stand aus Kostengründen nur ein Ni/MH-Prototyp zur Verfügung, der für das Test-Fahrzeug benötigt wird. Deshalb unterliegt der Prüfstandsaufbau der Einschränkung, dass das elektrische System des Fahrzeugs nicht dupliziert werden kann. Das elektrische System und damit der Ladezustand der Batterie werden folglich rechnerisch abgebildet. Auf diesen Sachverhalt wird in Kapitel 6.1 detailliert eingegangen.

Um für die Inbetriebnahme des Antriebsstrangs am Prüfstand die notwendige Flexibilität und Sicherheit zu gewährleisten, ist die Prüfstandssteuerung so konzipiert, dass einerseits ein manueller Betrieb der Komponenten möglich ist, zum anderen der Betrieb des Antriebsstrangs durch die Prüfstandssteuerung überwacht werden kann. Tritt ein unzulässiger Zustand auf, wird automatisch ein Nothalt eingeleitet und der Prüfstand definiert heruntergefahren. In die Regelung des Hybrid-Antriebs wird nur so weit eingegriffen, dass die Prüfstandssteuerung die Möglichkeiten zur Stilllegung des gesamten Prüfstands hat. Mit Hilfe dieses Sicherheitssystems konnte eine gefahrlose Inbetriebnahme und Untersuchung des Antriebsstrangs mit Regelung erfolgen.

4.2 Messsignale

Es wird zwischen den Messsignalen des Antriebsstrangs, die zur Regelung des Hybridsystems verwendet werden und den zusätzlich am Prüfstand installierten Messstellen unterschieden.

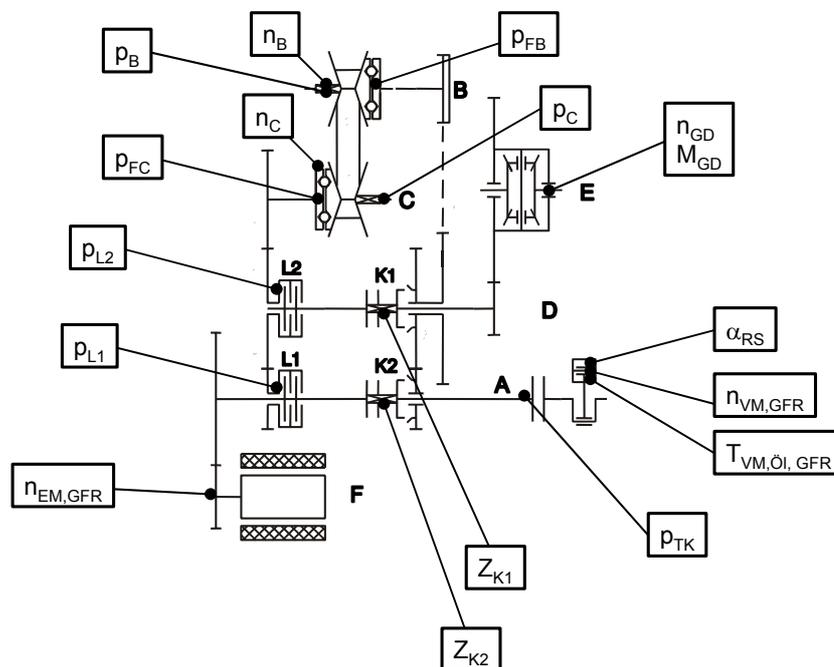


Bild 4-2: Messstellen des Autarken Hybrid

Bild 4-2 zeigt Messstellen im Antriebsstrang des Autarken Hybrid. Der Verbrennungsmotor ist mit einem Drehzahlsensor ($n_{VM,GFR}$) einer Winkelmessung (α_{RS}) am Regelhebel der mechanischen Einspritzpumpe und mit einem Temperatursensor ($T_{VM,\text{Öl},GFR}$) zur Messung der Öltemperatur ausgerüstet. Der E-Motor verfügt über eine interne Drehzahlmessung ($n_{EM,GFR}$). Weitere Drehzahlsensoren (n_B , n_C) befinden sich an den beiden Wellen des Kettenwandlers

und werden vom CVT-Steuergerät ausgewertet, das als Ergebnis die Übersetzung des Kettenwandlers i_{KW} (nicht dargestellt) an den GFR weitergibt. Zusätzlich werden der Druck an der Hydraulikpumpe $p_{HP,GFR}$ (nicht dargestellt) und die Drücke in den Anpresszylindern (p_B , p_C) und in den Fühlerkammern (p_{FB} , p_{FC}) der Kettenwandlerwellen B und C gemessen. Die Drehmoment- und Drehzahlmessung an den Achswellen des Fahrzeugs wird am Prüfstand durch die Messwelle (n_{GD} , M_{GD}) an der Differentialwelle des Getriebes ersetzt (siehe auch Bild 4-3). Das Umschaltsteuergerät misst die Drücke p_{L1} und p_{L2} an den Lamellenkupplungen L1, L2 und den Druck p_{TK} an der Trennkupplung zum Verbrennungsmotor. Zusätzlich wird über Hall-Sensoren die Stellung der synchronisierten Zahnkupplungen K1 (Z_{K1}) und K2 (Z_{K2}) ausgewertet.

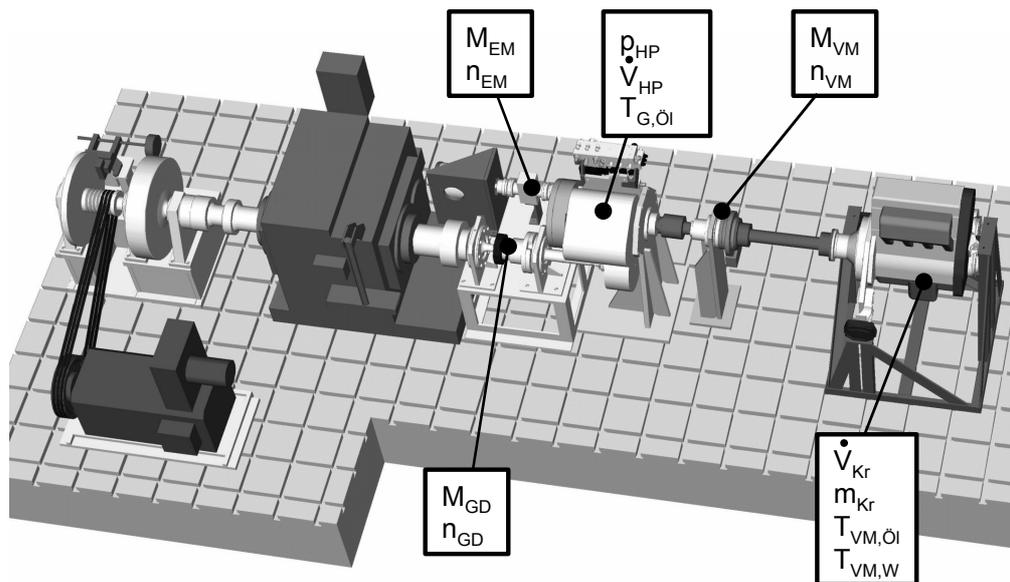


Bild 4-3: Messsignale am Prüfstand

Die Messstellen für Drehmoment und Drehzahl von Verbrennungsmotor (M_{VM} , n_{VM}) und Elektromotor (M_{EM} , n_{EM}) sind am Prüfstand gegenüber dem Fahrzeug zusätzlich installiert worden (Bild 4-3). Drehmoment und Drehzahl am Abtrieb (M_{GD} , n_{GD}) ersetzen die Drehmoment- und Drehzahlmessung an den Achswellen des Fahrzeugs und werden ersatzweise von der Regelung des Antriebsstrangs verwendet. Weiterhin wurde zusätzlich eine präzise Messung von Druck und Volumenstrom an der Hydraulikpumpe vorgesehen (p_{HP} , \dot{V}_{HP}), um den Energiebedarf der Hydraulik messen zu können. Die Temperaturmessung am i²-Getriebe ($T_{G,Öl}$) ermöglicht die Temperaturregelung des Getriebe-Ölsumpfs. Die Temperaturen von Kühlwasser und Motoröl ($T_{VM,W}$, $T_{VM,Öl}$) werden aufgezeichnet, um die Betriebstemperaturen des Verbrennungsmotors zu dokumentieren.

Der Kraftstoffverbrauch wird parallel mit einer Durchfluss- und einer Gewichtsmessung ermittelt. Für die Durchflussmessung wird ein volumetrisches Durchflussmessgerät der Firma Pierburg (1) (**Bild 4-4**) verwendet, das im Kern auf einer Zahnradpumpe (2) basiert und mit Hilfe von Temperatur und Dichte den Kraftstoffmassenstrom bestimmt. Dieses Gerät hat eine Messgenauigkeit von unter $\pm 1\%$. Da jedoch beim Hybrid-Antriebsstrang der Kraftstoffverbrauch beim Stoppen des Motors wiederholt auf Null fällt und beim Starten des Motors sehr hohe Gradienten auftreten, wurde zur Verifikation eine parallele Messmethode installiert.

Dazu wurde der Kraftstofftank (3) auf ein Minimum (1 Liter) reduziert. Berührungslos in das Gefäß eintauchende Röhrchen (4) ermöglichen den Hin- und Rücklauf des Kraftstoffs. Das Gefäß steht auf einer Labor-Waage (5) mit einer Messgenauigkeit von $\pm 0,1$ g. Die Gewichtsänderung zwischen Anfang und Ende des Zyklus ergibt den Kraftstoffverbrauch in Gramm. Die Auftriebskraft der eintauchenden Röhrchen ändert sich durch Absenken des Flüssigkeitsspiegels. Dieser Einfluss wurde bestimmt und herausgerechnet.

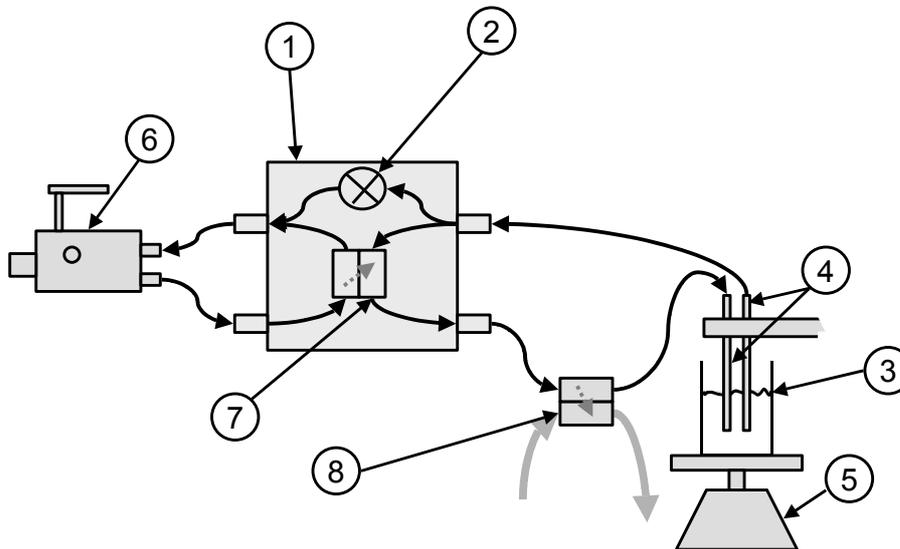


Bild 4-4: Kraftstoffmessung

Da die Einspritzpumpe (6) und ein Wärmetauscher (7) im PLU-Messgerät Wärme über den rücklaufenden Kraftstoff abführen, ist ein handelsüblicher Öl-Wasser-Kühler (8) eingebaut, der den Kraftstoff auf ca. 21 °C temperiert, bevor er in den Tank zurückfließt.

4.3 Inbetriebnahme

Bei einem komplexen Antriebskonzept, wie dem Autarken Hybrid, muß die Inbetriebnahme schrittweise erfolgen. In einer ersten Aufbau-Konfiguration wurde deshalb der Verbrennungsmotor durch einen Prüfstands-Elektromotor ersetzt. Dies ermöglichte die Konzentration auf die Inbetriebnahme der grundlegenden Funktionen des Antriebsstrangs. Es wurden folgende Inbetriebnahmeschritte durchgeführt:

- Aufbau des Antriebsstrangs am Prüfstand [5.1, 5.2]
- Programmierung und Erprobung der Sicherheitsüberwachung durch die Prüfstandssteuerung
- Test von Hydraulik mit Ventilen auf Dichtigkeit und Funktion
- Aufbau und Test der CAN-Bus-Kommunikation
- Erprobung des elektrischen Fahrbetriebs in Fahrbereichen V1 /SYN / V2 mit dem Elektromotor und Adaption des Reglers
- Inbetriebnahme des Umschaltvorgangs nach Vorarbeit auf dem Umschalt-Prüfstand [5.3, 5.4]
- Zukuppeln des Ersatz-Verbrennungsmotors und schrittweise Inbetriebnahme des Reglers [5.5] mit beiden Antriebsmaschinen.

- Einrichtung von Lastwiderstand und Fahrerregler / erste Zyklenmessungen [5.6, 5.7]
- Inbetriebnahme und Vermessung des Verbrennungsmotors in einem parallelen Aufbau im Betrieb gegen eine Lastmaschine [5.8]
- Integration des Verbrennungsmotors in den Gesamtaufbau und Adaption der Antriebsstrangregelung an den Verbrennungsmotor
- Erste Zyklenfahrten im Zyklenbetrieb, schrittweise Verbesserung von Betrieb, Messung und Auswertung [5.9]
- Iterative Optimierung der Regelung in Bezug auf Funktion und Kraftstoffverbrauch
- Systematische Versuchsfahrten der Zyklen FTP72, NEFZ, ECE, EUDC unter Variation der Leistungsgrenzen [5.10]

Die Inbetriebnahme des Antriebsstrangs am Prüfstand war ein interaktiver Prozess zwischen den Teil-Projekten B9 (FZG/Prüfstand), B4 (FZG/Umschaltvorgang), A4 (LTM/Hydraulik) und A3 (EAS/Regelung) der beteiligten Lehrstühle. Besonders Teilprojekt A3 hat mit der Inbetriebnahme, Anpassungen und Optimierung des Gesamtfahrzeugreglers am Prüfstand einen wesentlichen Beitrag zur Funktion des Antriebsstrangs am Prüfstand erbracht.

4.4 Funktion

Im Folgenden wird die Funktion des Antriebsstrangs anhand von zwei typischen Fahrsituationen veranschaulicht. **Bild 4-5** zeigt den Messschrieb eines Beschleunigungsvorgangs im Hybrid-Betrieb mit der Geschwindigkeit (v_F), der Leistung an der Differentialwelle des Getriebes (P_{GD}), den Drehzahlen von E-Motor und V-Motor (n_{EM} , n_{VM}) mit dem Zustand der Trennkupplung (Z_{TK}), den Drehmomenten von E-Motor und V-Motor (M_{EM} , M_{VM}) und der Getriebeübersetzung (i_G) mit dem „Schalten-aktiv“-Signal (Z_{SA}). Es lassen sich neun Phasen unterscheiden:

In **Phase 1** wird das Fahrzeug aus dem Stand heraus beschleunigt, das Getriebe bleibt dabei zunächst in Anfahrübersetzung. Nach Überschreitung der Leistungsgrenze P_{10} wird entsprechend der Betriebsstrategie der Verbrennungsmotor gestartet (**Phase 2**). Durch Verstellen des Getriebes wird die Drehzahl der E-Maschine abgesenkt, um das Zukuppeln zu beschleunigen. Ist der Verbrennungsmotor zugekuppelt (**Phase 3**), übernimmt er den Vortrieb des Fahrzeugs. Die Übersetzung des Getriebes wird so geregelt, dass der Verbrennungsmotor auf der betrieboptimalen Linie (BOL) betrieben wird. Die generatorische Leistung des E-Motors wird auf ein Minimum begrenzt, da die zum Beschleunigen benötigte Leistung größer als die Leistungsgrenze P_2 ist. Ist der Verstellbereich des Kettenwandlers im V1-Bereich durchfahren, wird der Umschaltvorgang durchgeführt (**Phase 4**). Während des Umschaltvorgangs ist die Übersetzung konstant. Nach dem Umschaltvorgang wird der Verbrennungsmotor erneut auf die optimale Drehzahl eingeregelt (**Phase 5**).

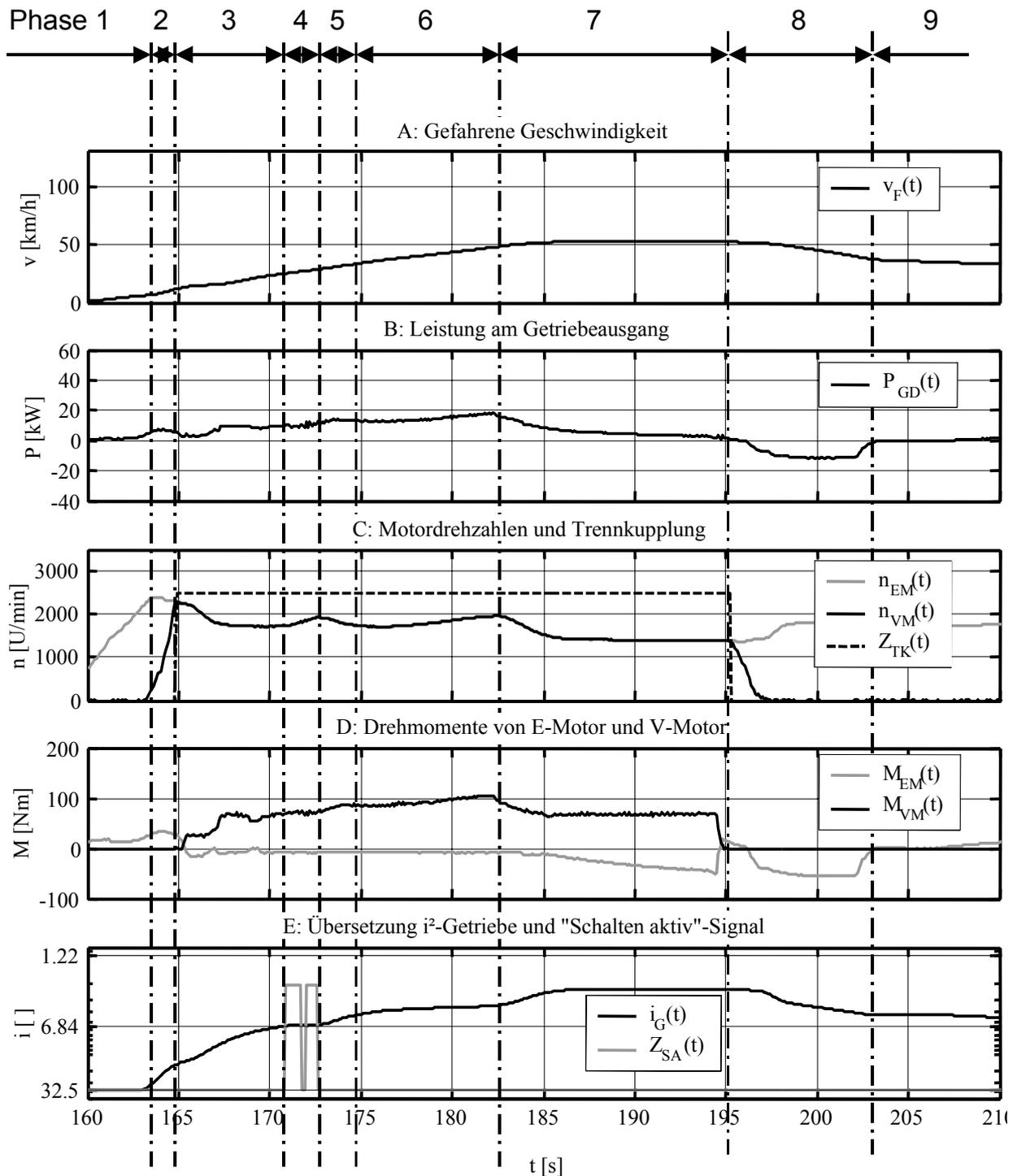


Bild 4-5: Beschleunigungsvorgang im Hybrid-Betrieb

In **Phase 6** erfolgt weitere Beschleunigung im V2, die Drehzahl des V-Motors wird der Leistung angepaßt. In **Phase 7** geht der Fahrer vom Gas, der Verbrennungsmotor reduziert seine Drehzahl, der E-Motor erhöht seine generatorische Leistung und lädt die Batterie. Nach Unterschreiten der Leistungsgrenze P_{lu} wird der V-Motor abgekuppelt und gestoppt. Der Elektromotor geht zunächst in eine kurze Rekuperationsphase (**Phase 8**) und treibt dann das Fahrzeug elektrisch an (**Phase 9**).

Bild 4-6 zeigt einen **Rekuperationsvorgang**. Es sind sieben Phasen zu erkennen, die Signale sind, außer der zusätzlich gezeigten Bremsleistung P_{Br} , die gleichen wie in **Bild 4-5**:

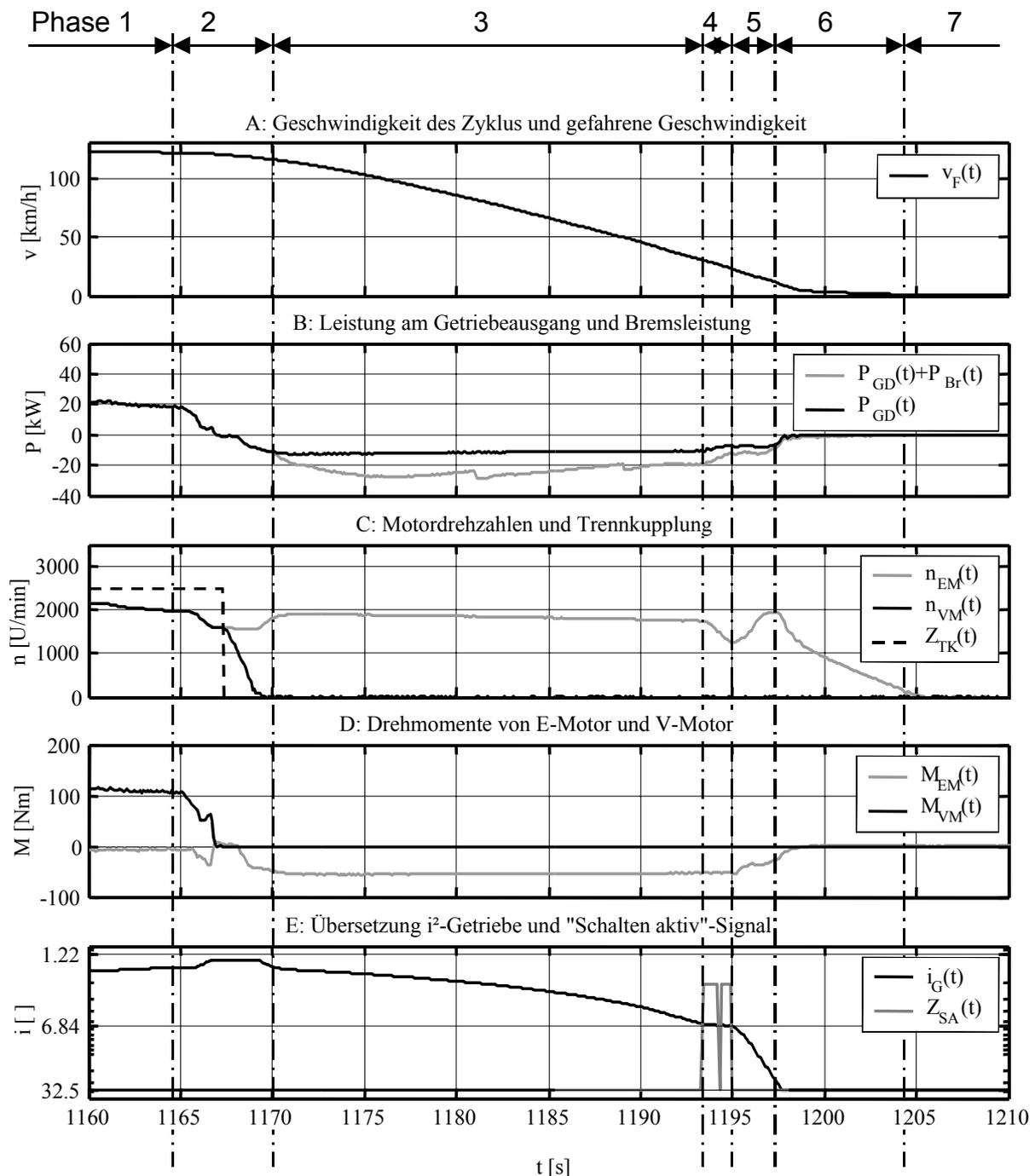


Bild 4-6: Rekuperationsvorgang

In **Phase 1** ist der Verbrennungsmotor noch zugekuppelt und treibt das Fahrzeug an. Dann geht der Fahrer vom Gas (**Phase 2**), der Geschwindigkeitsverlauf des Zyklus $v_F(t)$ knickt nach unten ab. Der Leistungsbedarf sinkt, und der Verbrennungsmotor senkt seine Drehzahl $n_{VM}(t)$. Dabei erreicht der Kettenwandler im V2-Bereich den Endanschlag. Ist die Leistungsgrenze P_{lu} unterschritten, wird der Verbrennungsmotor abgekuppelt. Die E-Maschine wird in Richtung Nenndrehzahl beschleunigt und beginnt generatorisch Schubenergie zu

rekuperieren. Die E-Maschine wird nun nahe der Nenndrehzahl betrieben und rekuperiert Schubenergie (**Phase 3**). Aufgrund der hohen Geschwindigkeit sind die Leistungen so hoch, dass zusätzlich gebremst werden muss. In **Phase 4** findet der Umschaltvorgang statt (Z_{SA}). Aufgrund der festen Übersetzung fällt die Drehzahl der E-Maschine unter die Nenndrehzahl ab. Nach dem Umschaltvorgang erfolgt eine schnelle Getriebeverstellung, um die E-Maschine wieder auf Nenndrehzahl zu beschleunigen (**Phase 5**). In **Phase 6** hat das Getriebe die Anfahrstellung erreicht, die Drehzahl der E-Maschine sinkt erneut ab. In **Phase 7** befindet sich der Antriebsstrang im Stillstand.

5 METHODEN DER AUSWERTUNG

5.1 Abbildung des Fahrzeugs am Prüfstand

Um eine Untersuchung des Antriebsstrangs am Prüfstand zu ermöglichen, muss der Prüfstands Aufbau das System Fahrzeug-Antriebsstrang-Fahrbahn am Prüfstand abbilden. Die Fahrwiderstände des Fahrzeugs werden dazu mechanisch über Schwungrad und Lastmotor aufgeprägt. Der Reifenschlupf und das elektrische System mit elektrischen Verbrauchern und Batterie werden rechnerisch nachgebildet. **Bild 5-1** zeigt den Antriebsstrang als Blockschaltbild mit gemessenen und berechneten Signalen.

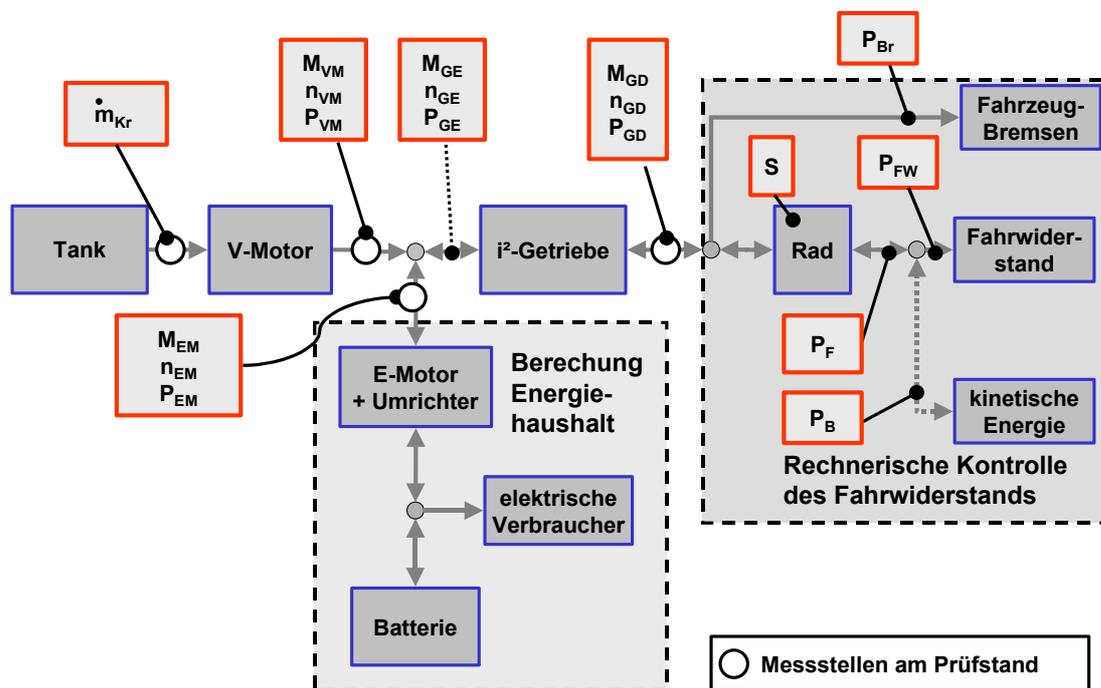


Bild 5-1: Der Antriebsstrang als Gesamtsystem

Der vom Verbrennungsmotor am Prüfstand verbrauchte Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_{Kr} , sowie die von ihm abgegebene mechanische Leistung P_{VM} (Drehzahl n_{VM} und Drehmoment M_{VM}) werden gemessen. Die mechanische Leistung des E-Motors P_{EM} ist ebenfalls über die Messung von Drehzahl n_{EM} und Drehmoment M_{EM} am Prüfstand bekannt. Die Leistung an

der Getriebeeingangswelle P_{GE} ergibt sich damit als rechnerische Addition der Leistungen von Verbrennungsmotor und Elektromotor auf der Eingangswelle.

Drehzahl n_{GD} und Drehmoment M_{GD} und damit auch die Leistung P_{GD} an der Differentialwelle des Getriebes werden ebenfalls am Prüfstand gemessen. Dieses Signal stellt die Basis für die Abbildung und Kontrolle des Fahrwiderstands am Prüfstand dar. Im Vergleich mit dem Fahrzeug ergibt sich jedoch das Problem, dass der schlupfbehaftete Reifen-Straße-Kontakt am Prüfstand nicht vorhanden ist. Deshalb wird der Reifenschlupf rechnerisch berücksichtigt. Die Berechnung des Schlupfs erfolgt auf gleiche Weise wie im Simulationsprogramm FSPH [6.1], allerdings für die am Prüfstand gemessenen Werte für Drehzahl n_{GD} und Drehmomente M_{GD} :

Zunächst wird die dynamische Achslast ermittelt. Entsprechend der aktuellen Auslastung des Reifens im Bezug auf das Rutschmoment wird zwischen 0,2 % bis 6% linear interpoliert. Im Bremsbetrieb wird angenommen, dass 60% des Bremsmoments von den Vorderrädern, d.h. den Antriebsrädern des Fahrzeugs aufgenommen werden.

Mit dem Schlupf lässt sich dann die Fahrleistung P_F berechnen, die abzüglich der im Reifen-Straße-Kontakt dissipierten Energie auf die Fahrbahn wirkt und das Fahrzeug treibt oder bremst. Die Fahrleistung P_F dient damit direkt zur Überwindung des Fahrwiderstands (P_{FW}), bestehend aus Rollwiderstand P_{Roll} und Luftwiderstand P_{Luft} (Steigungsprofile werden nicht untersucht) und der Leistung P_B , die zur Beschleunigung bzw. Verzögerung des Fahrzeugs dient (siehe Formel 5-18, 5-19). Fahrwiderstand und Fahrzeugmasse werden am Prüfstand durch Lastmotor (15) und Schwungrad (12) (Bild 4-1) aufgeprägt. Die aus der Messung berechnete Fahrleistung P_F kann damit bei der Auswertung mit den theoretischen Werten verglichen und abgestimmt werden. **Tabelle 5-1** zeigt die Daten zur Berechnung der Fahrwiderstände:

Fahrzeugmasse des Prototypfahrzeugs inklusive 150 kg Zuladung	m_{FZ}	1750	kg
träge Masse des Fahrzeugs inklusive Reifen	$m_{FZ,red}$	1783	kg
Werte für $c_w * A$	$c_w * A$	0,677	m ²
Dichte der Luft	ρ_{Luft}	1,199	kg/m ³
Geschwindigkeit des Fahrzeugs	$v_F(t)$	aus Messung	m/s
Rollreibungskoeffizient - Kennfeld für 0-160 kmh	$f_{Roll}(t)$	0,013-0,017	--

Tabelle 5-1: Werte für die Berechnung des Fahrwiderstands

Aus der Messung von Drehzahl n_{EM} und Drehmoment M_{EM} des Elektromotors wird die mechanische Leistung P_{EM} des Elektromotors bestimmt. Das elektrische System enthält neben der E-Maschine die 120V-Traktionsbatterie und die elektrischen Verbraucher. Das elektrische System wird bei der Auswertung rechnerisch nachgebildet und der Ladezustand der Batterie bestimmt. Bild 5-2 zeigt das elektrische System im Detail:

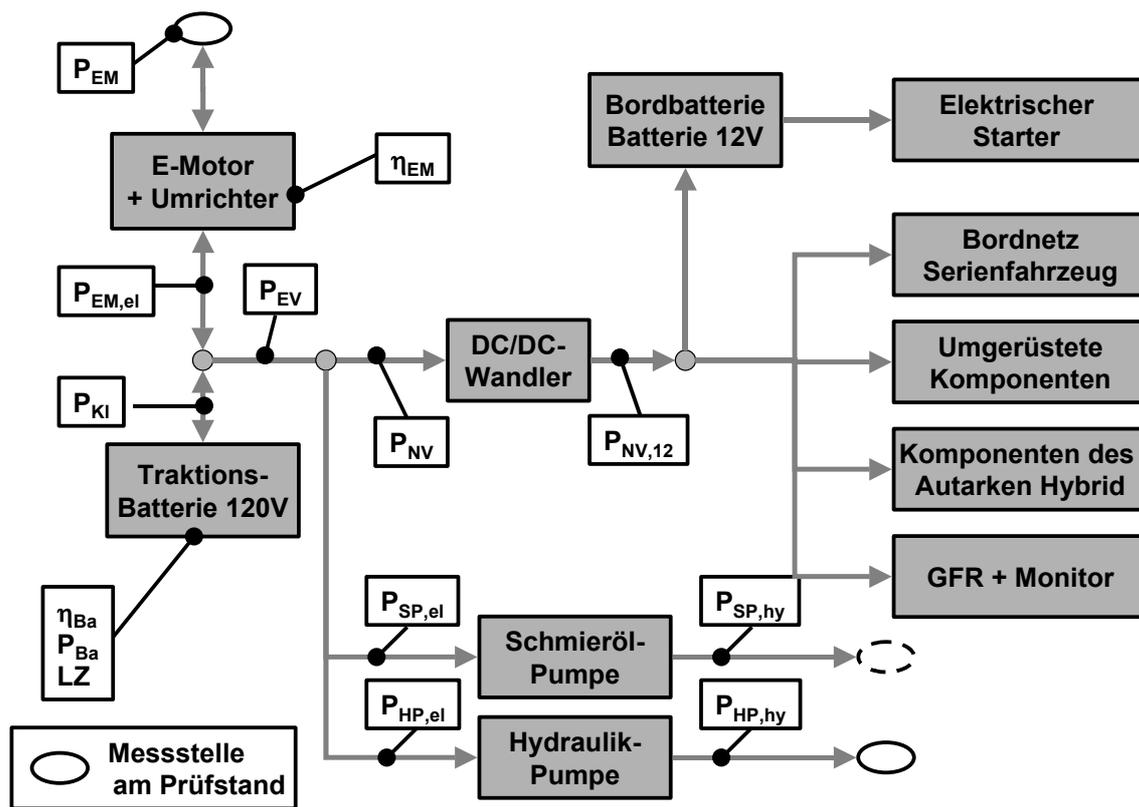


Bild 5-2: Berechnung des elektrischen Systems

Ausgehend von der am Prüfstand gemessenen mechanischen Leistung des E-Motors P_{EM} , kann mit Hilfe eines Wirkungsgradkennfelds die elektrische Leistung $P_{EM,el}$ des Elektromotors berechnet werden. Dabei wird wahlweise das Kennfeld der TFM [6.2] bzw. der ASM [6.3] verwendet. Die Summe von ($P_{EM,el}$) und der elektrischen Leistung der Verbraucher (P_{EV}) ergibt die Leistung an den Batterieklemmen (P_{KL}). Die Leistung der elektrischen Verbraucher setzt sich aus den elektrischen Leistungen von Hochdruckpumpe ($P_{HP,el}$), Schmierölpumpe ($P_{SP,el}$) und Nebenverbrauchern (P_{NV}) zusammen. Die hydraulische Leistung der Hochdruckpumpe (P_{HP}) wird am Prüfstand (Bild 4-3) im Zyklus gemessen. Mit Hilfe von Wirkungsgradkurven für Pumpe mit E-Motor und Umrichter [6.4] wird die elektrische Leistungsaufnahme der Hochdruckpumpe ($P_{HP,el}$) berechnet. Für die Schmierölpumpe lohnt sich der Aufwand einer permanenten Messstelle nicht, da die Pumpe konstant mit 6 l/min und konstantem Druck von 5 bar arbeitet. Auch hier stehen Wirkungsgradmessungen zur Verfügung [6.5], um aus dem hydraulischen Leistungsbedarf den elektrischen Stromverbrauch zu berechnen.

Die Nebenverbraucher werden über einen DCDC-Wandler versorgt, der den 120V-Gleichstrom der Traktionsbatterie in 12V-Gleichstrom umwandelt. Auf der 12-Volt-Seite ist eine 12V-Starterbatterie angeben, die zur Versorgung der Steuergeräte beim Starten des Systems und für den Verbrennungsmotor-Start benötigt wird. In einer repräsentativen Messfahrt wurde im Testfahrzeug der Stromverbrauch auf der 12V-Seite gemessen. Auf der 12 Volt-Seite des DCDC-Wandlers, der einen Wirkungsgrad von 89 % besitzt, wurde ein

Strom von insgesamt 576 W gemessen (**Tabelle 5-2**). Davon wurden 48 W durch das serienmäßige **Bordnetz Serienfahrzeug** verbraucht. Weitere 60 Watt wurden durch die Unterdruckpumpe des Bremskraftverstärkers und die Servopumpe der Lenkung benötigt, die als **Umgerüstete Komponenten** im Hybrid elektrisch betrieben werden müssen. Der Großteil (276 W) wird durch neu verbaute **Komponenten des Autarken Hybrid**, wie Steuergeräte mit Aktorik, Ventilatoren, Lüfter, etc. verbraucht. **GFR+Monitor** bezeichnet einen D-Space-Controller mit Monitor (144 W), der in der Inbetriebnahme und Untersuchung notwendig ist. Die 12 V-Batterie zeigte einen Ladestrom von 48 W, der zum Teil zur Ladeerhaltung dient. Der elektrische Energieverbrauch des Anlassers wurde zusätzlich am Prüfstand in Versuchen zu 1,3 kJ je Startvorgang ermittelt. Inklusive Ein-/Ausspeicherverlusten an der Starterbatterie werden pro Startvorgang 1,7 kJ berechnet.

Schmierölpumpe	
Druck / Volumenstrom	6 l/min bei 5 bar
Wirkungsgrad von Pumpe inklusive Motor und Umrichter	41 %
Elektrische Leistungsaufnahme	122 W
Nebenverbraucher des Autarken Hybrid Prototyp	
Bordnetz Serienfahrzeug	48 W
Umgerüstete Komponenten	60 W
Komponenten des Autarken Hybrid	276 W
GFR + Monitor	144 W
Ladestrom 12-Volt-Batterie	48 W
Summe:	= 576 W
Wirkungsgrad DCDC – Wandler (120V > 12V)	89 %
Energieverbrauch des Anlasser je Startvorgang	1,3 kJ
Startvorgang inklusive Batterieverluste und DCDC-Wandlung	1,7 kJ

Tabelle 5-2: Elektrischer Energiebedarf von Hydraulik und Nebenverbrauchern

Mit der Leistung der elektrischen Verbraucher und der elektrischen Leistung des Elektromotors kann die Leistung P_{KI} an den Klemmen der Traktionsbatterie ermittelt werden. Das Wirkungsgradverhalten der Batterie wurde im Rahmen von Teilprojekt B11 (IFE) des SFB 365 an einem Batterie-Prüfstand vermessen [6.6]. Aufbauend auf diesen Ergebnissen wird im Rahmen dieser Arbeit zur automatisierten Auswertung der Messreihen der mittlere Ein-/ Ausspeicherwirkungsgrad von 95,9 % verwendet, der sich aus den Untersuchungen für den Betrieb im Autarken Hybrid ergeben hat. Um das Wirkungsgradverhalten der Batterie in den unterschiedlichen Betriebszuständen zu untersuchen, wurde eine dynamische Simulation des Batteriemodells nach Angloher [6.7] erstellt. Dieses Batteriemodell wird in Kapitel 5.2.2.11 dargestellt.

5.2 Analysemethoden

5.2.1 Methoden der energetischen Analyse

5.2.1.1 Mathematische Methoden

Im Folgenden werden mathematische Methoden eingeführt, auf denen die Auswertung der Zyklusmessungen basiert.

Der energetisch gemittelte Wirkungsgrad

Ist $P_1(t)$ die Eingangsleistung und $P_2(t)$ die Ausgangsleistung einer Komponente mit dem veränderlichen Wirkungsgrad $\eta(t)$ so gilt:

$$\eta(t) = \frac{P_2(t)}{P_1(t)} \quad (5-1)$$

Der energetisch gemittelte Wirkungsgrad ergibt sich als Quotient von Abtriebsenergie E_2 zu Antriebsenergie E_1 :

$$\eta = \frac{E_2}{E_1} = \frac{\int_0^T P_2(t) dt}{\int_0^T P_1(t) dt} = \frac{\int_0^T \eta(t) * P_1(t) dt}{\int_0^T P_1(t) dt} \quad (5-2)$$

Der energetisch gemittelte Wirkungsgrad η unterscheidet sich vom zeitlich gemittelten Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{\int_0^T \eta(t) dt}{T} \quad (5-3)$$

Bild 5-3 versucht den Unterschied an einem einfachen Beispiel zu verdeutlichen.

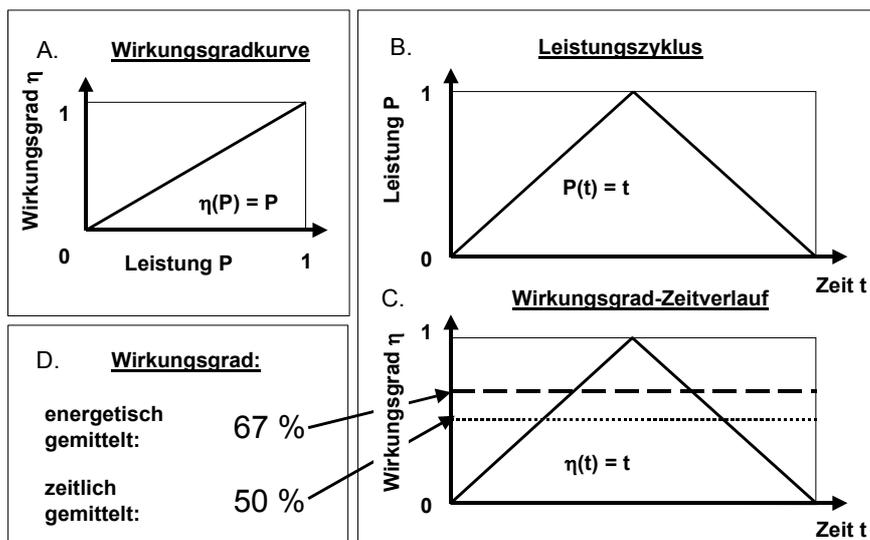


Bild 5-3: Zeitlich und energetisch gemittelter Wirkungsgrad

Angenommen eine abstrakte Wirkungsgradkomponente hat im Leistungsbereich 0 bis 1 (bezogene Leistung) einen linearen Wirkungsgradverlauf von Null bis 1 (**Teilbild A**). **Teilbild B** zeigt nun einen Leistungszyklus, in dem die Leistung von Null linear auf 1 angehoben und dann wieder abgesenkt wird. Der Wirkungsgrad-Zeitverlauf folgt ihm dann aufgrund der einfachen Wirkungsgradkurve unmittelbar. Der zeitlich gemittelte Wirkungsgrad ergibt sich nun zu 50 % der energetisch gemittelte Wirkungsgrad zu 67 %.

Ähnlich deutliche Differenzen zeigen sich auch bei der Auswertung von Fahrzyklen. Da jedoch der energetisch gemittelte Wirkungsgrad die maßgebliche Größe ist, wird in den Auswertungen **ausschließlich** der **energetisch** gemittelte Wirkungsgrad verwendet. Auf eine besondere Kennzeichnung wird deshalb verzichtet.

Bedingte Rechenoperationen:

Zur mathematischen Darstellung von bedingten Rechenoperationen, wird eine Schreibweise eingeführt, die direkt von der in Matlab [6.8] verwendeten Syntax abgeleitet ist. Die geschweifte Klammer liefert **Null**, wenn die **Bedingung falsch** ist, und **eins** wenn die **Bedingung wahr** ist.

$$\{a > b\} = \begin{cases} 0 & \text{- wenn Bedingung nicht erfüllt} \\ 1 & \text{- wenn Bedingung erfüllt} \end{cases} \quad (5-4)$$

Im Folgenden wird die **geschweifte Klammer immer mit dieser Bedeutung** verwendet.

Bedingte Integration von Signalen:

Zur Auswertung von Energieflüssen ist es notwendig, die Leistung in Abhängigkeit von bestimmten Betriebszuständen integrieren zu können. Hier ein Beispiel :

$$E_{2,t} = \int_0^T P_2(t) * \{P_1(t) > 0\} dt \quad (5-5)$$

Die an der Messstelle 2 geleistete Energie soll nur in den Zeitintervallen aufintegriert werden, in denen die Bedingung „ $P_1(t) > 0$ “ (Betriebsfall I) wahr ist.

Energiedichte-Verteilungen und energetisch gemittelter Wirkungsgrad:

Die in einem bestimmten Leistungsintervall $[P_i - \Delta P/2, P_i + \Delta P/2]$ (**Bild 5-4**) geleistete Energie berechnet sich zu

$$\Delta E_X(P_i, \Delta P) = \int_0^T P_X(t) * \left\{ \left(P_i - \frac{\Delta P}{2} \right) < P_X(t) < \left(P_i + \frac{\Delta P}{2} \right) \right\} dt \quad (5-6)$$

Um die Energiedichte des Intervalls zu erhalten, wird das Ergebnis durch ΔP geteilt. Lückenlos auf die Leistungsskala mit $P_i = i * \Delta P$ angewendet ergibt sich die diskrete Verteilungsfunktion $\delta E(P, \Delta P)$ mit der Auflösung ΔP .

$$\delta E_X(P, \Delta P) = \frac{\int_0^T P_X(t) * \left\{ \left(P_i - \frac{\Delta P}{2} \right) < P_X(t) < \left(P_i + \frac{\Delta P}{2} \right) \right\} dt}{\Delta P} \quad (5-7)$$

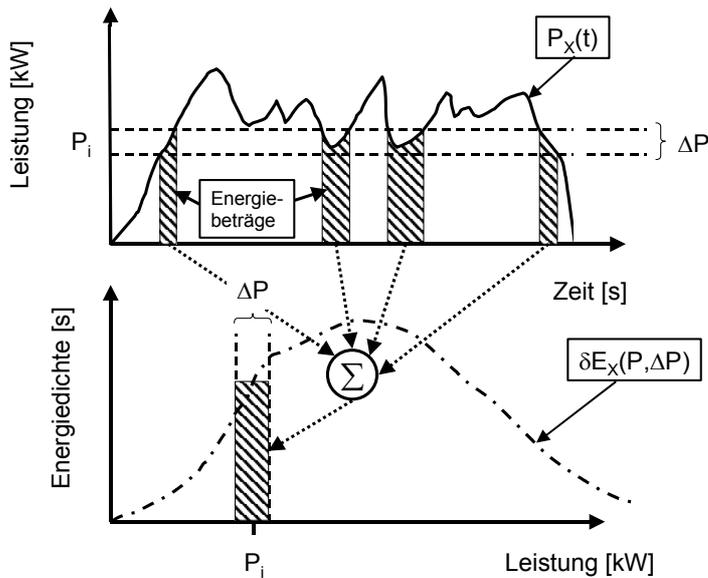


Bild 5-4: Berechnung der Energiedichte

Die Funktion kann auch auf die Gesamtenergie (Integral des Betrags der Leistung) normiert werden. Die Bezeichnung lautet dann δnE_x . Die Energieverteilung kann auch für eine andere Signalgröße $X(t)$ erstellt werden. Die Formel lautet dann.

$$\delta E_x(X, \Delta X) = \frac{\int_0^T P_x(t) * \left\{ \left(X_i - \frac{\Delta X}{2} \right) < X(t) < \left(X_i + \frac{\Delta X}{2} \right) \right\} dt}{\Delta X} \quad (5-8)$$

Mit Hilfe dieses Ansatzes kann der energetisch gemittelte Wirkungsgrad als Funktion über der Leistung ermittelt werden.

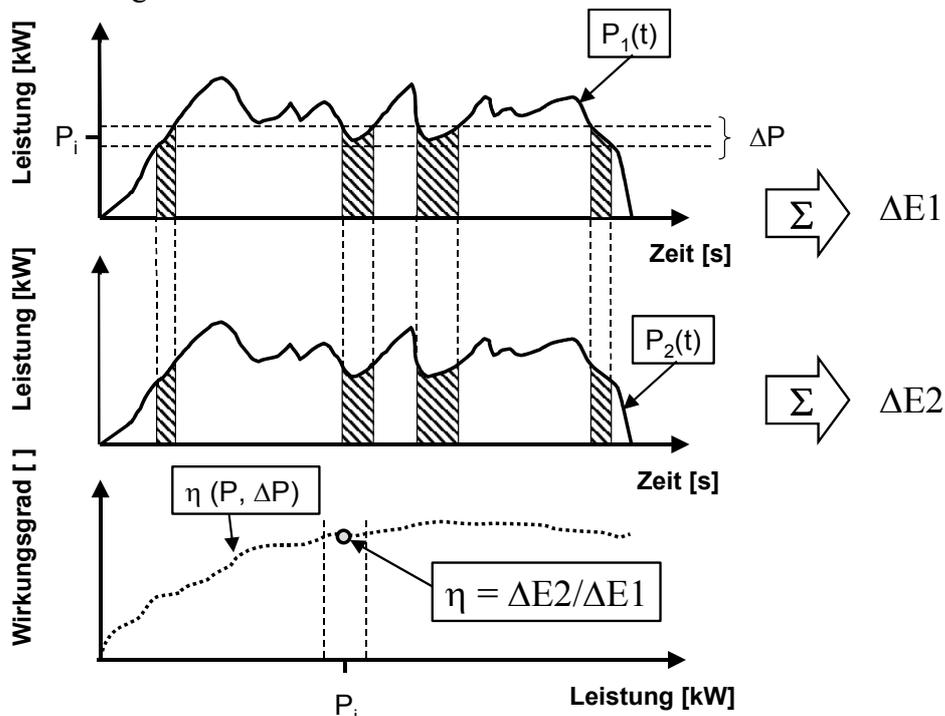


Bild 5-5: Vorgehen bei energetisch gemittelter Wirkungsgrad-Kurve

Ist $P_1(t)$ die Antriebs- und $P_2(t)$ die Abtriebsleistung einer Komponente mit dem Wirkungsgrad $\eta(t)$, so kann beispielsweise aus zwei Messsignalen der energetisch gemittelte Wirkungsgrad in Abhängigkeit $\eta(P_1)$ folgendermaßen berechnet werden.

$$\eta(P_1, \Delta P_1) = \frac{\delta E_2(P_1, \Delta P_1)}{\delta E_1(P_1, \Delta P_1)} \quad (5-9)$$

Wichtig bei dieser Berechnung ist, dass bei der bedingten Integration der Signale $P_1(t)$, $P_2(t)$ über die gleichen Zeitfenster integriert wird, und dass die Komponente über keinen internen Energiespeicher, wie zum Beispiel Massenträgheiten, verfügt. Anstatt über P_1 kann η deshalb auch in Abhängigkeit einer anderen Signalgröße $X(t)$ berechnet werden.

$$\eta(X, \Delta X) = \frac{\delta E_2(X, \Delta X)}{\delta E_1(X, \Delta X)} \quad (5-10)$$

5.2.1.2 Betriebszustände

Tabelle 5-3 zeigt die Betriebszustände des Antriebsstrangs, die bei der Auswertung verwendet werden:

Die Zustände **ST**, **B** und **V** sind selbsterklärend. Das Fahrzeug befindet sich im **Zugbetrieb Z**, wenn das Fahrzeug angetrieben wird (positive Antriebsleistung). Das Fahrzeug befindet sich im **Schubbetrieb S**, wenn das Fahrzeug durch das Radmoment verzögert wird (negative Antriebsleistung). Die folgenden Antriebsstrangzustände ergeben sich direkt aus der Betriebsstrategie:

Der Zustand **elektrisches Fahren EF** bedeutet rein elektrisches Fahren mit der E-Maschine, der V-Motor ist abgekuppelt. Beim Betriebszustand **Boosten Bo** findet ein gleichzeitiger Antrieb beider Motoren statt. Der Zustand **VG** wird für die Auswertungen als Überzustand für GL und LE gebraucht. Im Zustand **Generatorisches Laden GL** wird, die Batterie über die E-Maschine geladen, um die Betriebspunkte des Verbrennungsmotors anzuheben. Im Betriebszustand **Ladeerhaltung LE** wird aus energetischen Gründen bewusst auf eine Lastanhebung des V-Motors verzichtet. Es empfiehlt sich jedoch, um die Verluste in der Batterie zu senken, die elektrischen Verbraucher nicht aus der Batterie, sondern direkt mit der E-Maschine zu versorgen. Da die elektrischen Verbraucher leicht schwanken, wird vorsorglich immer etwas zu viel Strom produziert.

GE steht für „generatorisches Entladen“ und tritt auf, wenn die Generatorleistung in den Betriebsfällen **GL**, **LE** und **R** nicht ausreicht, um die elektrischen Verbraucher zu versorgen, d.h. die Batterie wird entladen. Dieser Fall tritt vor allem bei sehr kleinen Rekuperationsleistungen auf, findet kurzzeitig aber auch bei jedem Wechsel der E-Maschine vom motorischen in den generatorischen Betrieb, und umgekehrt, statt.

Die Betriebszustände von E-Maschine und Batterie sind wiederum selbsterklärend. Für den Verbrennungsmotor werden Start (bis Leerlaufdrehzahl) und Hochlauf (bis Einkuppel-drehzahl) zum Zustand **Start-Hochlauf SH** zusammenfasst. Der Zustand **Nachlauf NL** bedeutet, dass der Verbrennungsmotor nach dem Einsatz bei offener Kupplung noch eine kurze Zeit (T_{NL}) bei synchroner Drehzahl nachläuft und „in Bereitschaft“ gehalten wird. Der

Zustand **TK** bedeutet, dass der V-Motor zugekuppelt ist. Da verbrennungsmotorischer Schubbetrieb in den Untersuchungen nicht vorgesehen ist, befindet sich der Verbrennungsmotor in diesem Zustand immer im Zugbetrieb.

Zeichen	Zustand	Bemerkung
Zustände Fahrzeugs / Reifen / Bremse		
ST	Stillstand	Fahrzeug steht
B	Beschleunigung	Fahrzeug beschleunigt
V	Verzögerung	Fahrzeug verzögert
Z	Zugbetrieb	Fahrzeug wird angetrieben
S	Schubbetrieb	Fahrzeug wird gebremst
Br	Bremse aktiv	Fahrzeugbremse ist aktiv
Zustände des Antriebsstrangs nach Strategie		
EF	elektrisches Fahren	E-Motor treibt, V-Motor ist abgekuppelt
Bo	Boosten	V-Motor treibt, E-Motor treibt
VG	verbrennungsmotorisches Fahren mit generatorischem Betrieb der E-Maschine	V-Motor treibt, E-Motor arbeitet als Generator
GL	verbrennungsmotorisches Fahren mit generatorischem Laden der Batterie	Unterzustand von VG mit gezieltem Laden der Batterie entsprechend Strategie
LE	verbrennungsmotorisches Fahren mit Ladeerhaltung der Batterie	Unterzustand von VG mit direkter Versorgung der elektrischen Verbraucher
R	Rekuperation	V-Motor ist abgekuppelt, E-Motor verzögert das Fahrzeug
Zustände des Antriebsstrangs nach Strategie		
GE	Generatorisches Entladen	Unterzustand von GL, LE, R: Die generatorische Leistung des E-Motors reicht nicht aus, um die elektrischen Verbraucher zu versorgen
Zustände des E-Motors		
M	motorischer Betrieb der E-Maschine	--
G	generatorischer Betrieb der E-Maschine	--
Zustände des V-Motors		
SH	Start-/Hochlauf	kompletter Startvorgang des V-Motors bis zum Zukuppeln
TK	zugekuppelter Betrieb	Betrieb mit geschlossener Kupplung
NL	Nachlauf	Bereitschaft des V-Motors bei offener Kupplung und synchroner Drehzahl
Zustände der Batterie		
L	Laden	--
EL	Entladen	--

Tabelle 5-3: Betriebszustände des Antriebsstrangs

Für die Auswertung wurde des Weiteren Folgendes festgelegt:

Da sich Boosten negativ auf den Verbrauch auswirkt, wurde für die Prüfstandsuntersuchungen Boosten deaktiviert. Die Zustand **EF** wird damit gleichbedeutend zum Zustand **M** der E-Maschine. Beim Zukuppeln des V-Motors treten allerdings kurzzeitig Zustände auf, in denen beide Motoren treiben. Die entsprechenden Energien werden jedoch dem Zustand **EF** zugesprochen. Beim Wechsel vom verbrennungsmotorischen Fahren in den Schubbetrieb, kommt es kurzfristig zu Rekuperation bei noch zugekuppeltem Motor. Die entsprechenden Energien werden dem Zustand **R** zugesprochen. Ein Schubbetrieb des Verbrennungsmotors kommt beim Zukuppeln mit leicht negativer Differenzdrehzahl unbeabsichtigt vor. Die entsprechenden Energien sind jedoch vernachlässigbar klein.

5.2.1.3 Energie-Bilanz

Aufbauend auf den in Bild 5-1 und Bild 5-2 dargestellten Leistungssignalen, der bedingten Integration (Formel 5-5) und den Antriebsstrang-Zuständen (Tabelle 5-3), wird die Energie-Bilanz erstellt. Dazu werden der Kraftstoffmassenstrom und mechanische und elektrische Leistungen und Verluste für verschiedene Zustände des Antriebsstrangs über den Testzyklus integriert. Ziel des Energie-Bilanz-Diagramms (**Bild 5-6**) ist es, einen schnellen Überblick über die im Zyklus umgesetzten Energien zu geben.

Der Kraftstoffverbrauch m_{Kr} wird parallel mit Kraftstoffwaage und Durchflussmessgerät bestimmt. Aus der Anzahl der Startvorgänge Anz_{St} und den damit verbundenen Nachlaufzeiten des Verbrennungsmotors ergeben sich am Prüfstand ein kombinierter Start-Hochlauf-Verbrauch $m_{Kr,SH}$ und ein Nachlaufverbrauch $m_{Kr,NL}$ des Verbrennungsmotors, die mittels der Durchflussmessung bestimmt werden können. Der im zugekuppelten Betrieb des Verbrennungsmotors (Trennkupplung TK geschlossen) verbrauchte Kraftstoff $m_{Kr,TK}$ wird für den Vortrieb des Fahrzeugs genützt. Die vom Verbrennungsmotor abgegebene Antriebsenergie $E_{VM,Z}$ wird am Prüfstand gemessen. Damit lassen sich der mittlere spezifische Kraftstoffverbrauch be und der relative Verbrennungsmotorwirkungsgrad $\eta_{VM,rel}$ berechnen.

Aus der am Prüfstand installierten Messstelle am E-Motor ergibt sich, durch Integration aller positiven Leistungs-Zeitanteile (motorischer Betrieb des E-Motors), die im Zyklus vom Elektromotor motorisch geleistete Energie $E_{EM,M}$. Ebenso lässt sich für negative Leistungen die generatorisch aufgenommene Energie $E_{EM,G}$ ermitteln, die sich wiederum in die Energien aus den Betriebsfällen **R**, **GL** und **LE** unterteilen lässt.

Die Differenz $E_{EM,G}-E_{EM,M}$ der vom Elektromotor aufgenommenen bzw. abgegebenen mechanischen Energien dient zur Versorgung der elektrischen Verbraucher, d.h. der Hydraulikpumpen $E_{Hy,el}$ und der Nebenverbraucher E_{NV} und wird zusätzlich durch elektrische Verluste an Elektromotor und Batterie $E_{EM,VI}$ und $E_{Ba,VI}$ vermindert. Die verbleibende Energiedifferenz ΔE_{Ba} führt zu einer Ladezustandsänderung der Batterie und damit zu einer Ladebilanz ΔLZ der Batterie.

Aus der Integration der Leistungen an Getriebeeingangswelle und Getriebedifferential für Zug- und Schubbetrieb des Antriebsstrangs ergeben sich die Energien $E_{GE,Z}$ und $E_{GE,S}$ und $E_{GD,Z}$ und $E_{GD,S}$. Die Energie $E_{F,Z}$ und $E_{F,S}$ beschreiben die Energien, die in Zug- und Schubbetrieb zwischen Fahrbahn und Fahrzeug ausgetauscht wurden. Da das Fahrzeug zu Anfang und zu Ende des Testzyklus steht, ist das Integral der Beschleunigungsleistung P_B Null. 9

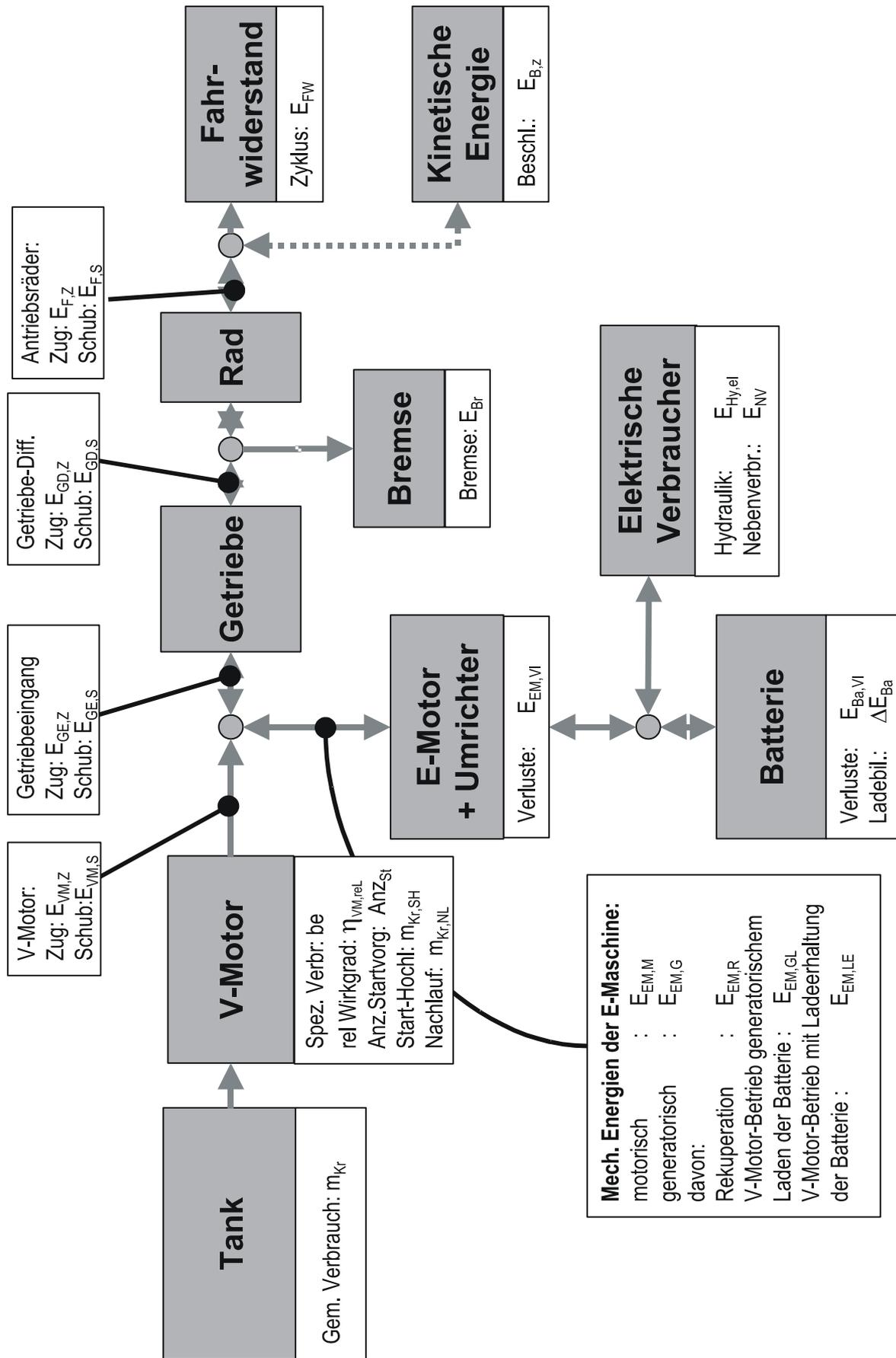


Bild 5-6: Energie-Bilanz

Damit ergibt sich die vom Testfahrzeug am Prüfstand erbrachte Fahrwiderstandsenergie E_{FW} aus der Differenz zwischen $E_{F,Z}$ und $E_{F,S}$.

Die Energie $E_{B,Z}$ entsteht aus Integration aller positiven Beschleunigungsleistungen und stellt die im Verlauf des Zyklus im Fahrzeug zwischengespeicherte kinetische Energie dar. Die vom Fahrzeug im Schubbetrieb frei werdende Energie $E_{F,S}$ wird durch den Reifenschlupf gemindert und teilweise von der Bremse (E_{Br}) aufgenommen. Die restliche Energie $E_{GD,S}$ geht im Schubbetrieb rückwärts ins Getriebe und kann, abzüglich der Verluste im Getriebe, am E-Motor ($E_{EM,R}$) rekuperiert werden.

5.2.1.4 Energiefluss-Diagramm

Das Energiefluss-Diagramm (**Bild 5-7**) hat eine umfassende Aufstellung aller relevanten Energieflüsse und Wirkungsgrade im Antriebsstrang zum Ziel. Auf diese Weise soll ein Verständnis dafür ermöglicht werden, wie das System auf eine veränderte Betriebsführung reagiert. Dazu werden die Energieflüsse im Antriebsstrang in Form eines abstrakten Fluss-Diagramms dargestellt. Die Komponenten des Antriebsstrangs werden für jeden relevanten Betriebszustand durch einen eigenen Wirkungsgradbaustein symbolisiert.

Um den Energiefluss auf bestimmte Komponenten oder Betriebsfälle zu verzweigen bzw. mehrere Energieflüsse zu sammeln, werden so genannte Energiefluss-Teiler (mit X bezeichnet) bzw. Energiefluss-Sammler (mit Y bezeichnet) verwendet. Sie besitzen für jeden ihrer geteilten oder zu sammelnden Teilströme einen eigenen Faktor, der den Anteil des Teilstroms an dem zu teilenden oder gesammelten Gesamtstrom in Prozent angibt. Die Bezeichnung des jeweiligen Faktors für den Teilstrom des Teilers wird durch einen zusätzlichen Index gekennzeichnet, der im Energiefluss-Diagramm dargestellt wird. Des Weiteren werden Energiequellen, Energiesenken und Energiespeicher verwendet (siehe Legende). Die bereits in Bild 5-6 erläuterten mechanischen Energien des Antriebsstrangs werden im Folgenden vorausgesetzt:

Das Diagramm beginnt mit dem Kraftstoff-Verbrauch des V-Motors im zugekuppelten Betrieb $m_{Kr,TK}$ als Energiequelle. Der Faktor $X_{VM,EM}$ beschreibt, welcher Anteil der Verbrennungsmotorleistung zum generatorischen Betrieb des E-Motors verwendet wird. Der Teiler X_{VG} verteilt diese Energie auf die Betriebsfälle **GL** und **LE**. Über die Wirkungsgrade $\eta_{EM,GL}$ bzw. $\eta_{EM,LE}$ erzeugt der E-Motor elektrische Energie. Die Anteile $X_{GL,EV}$ bzw. $X_{LE,EV}$ dieser elektrischen Energie werden zur Versorgung der elektrischen Verbraucher verwendet, der jeweils andere Teil wird in die Batterie eingespeist.

Die Energie $E_{VM,G}$ des Motors wird direkt in das Getriebe geleitet und summiert sich über den Sammler Y_{GE} mit der elektrischen Antriebsenergie $E_{EM,EF}$ zur Antriebsenergie $E_{GE,Z}$ am Getriebeeingang. Über den Wirkungsgrad $\eta_{G,Z}$ des Getriebes im Zugbetrieb und unter Berücksichtigung des Reifenschlupfs durch den Wirkungsgrad $\eta_{R,Z}$ ergibt sich die im Zugbetrieb des Fahrzeugs geleistete Fahrenergie $E_{F,Z}$. Ein Teil der im Zugbetrieb geleisteten Energie wird für die Überwindung der Fahrwiderstände (E_{FW}) verbraucht. Der Anteil $X_{Z,S}$ fließt im Schubbetrieb rückwärts in den Antriebsstrang zurück. Von dieser Schubenergie $E_{F,S}$ geht wiederum der Anteil $X_{S,Br}$ in der Bremse verloren, der Rest fließt im Schubbetrieb durch das Getriebe ($\eta_{G,S}$) und wird von der E-Maschine als Energie $E_{EM,R}$ mit dem entsprechenden

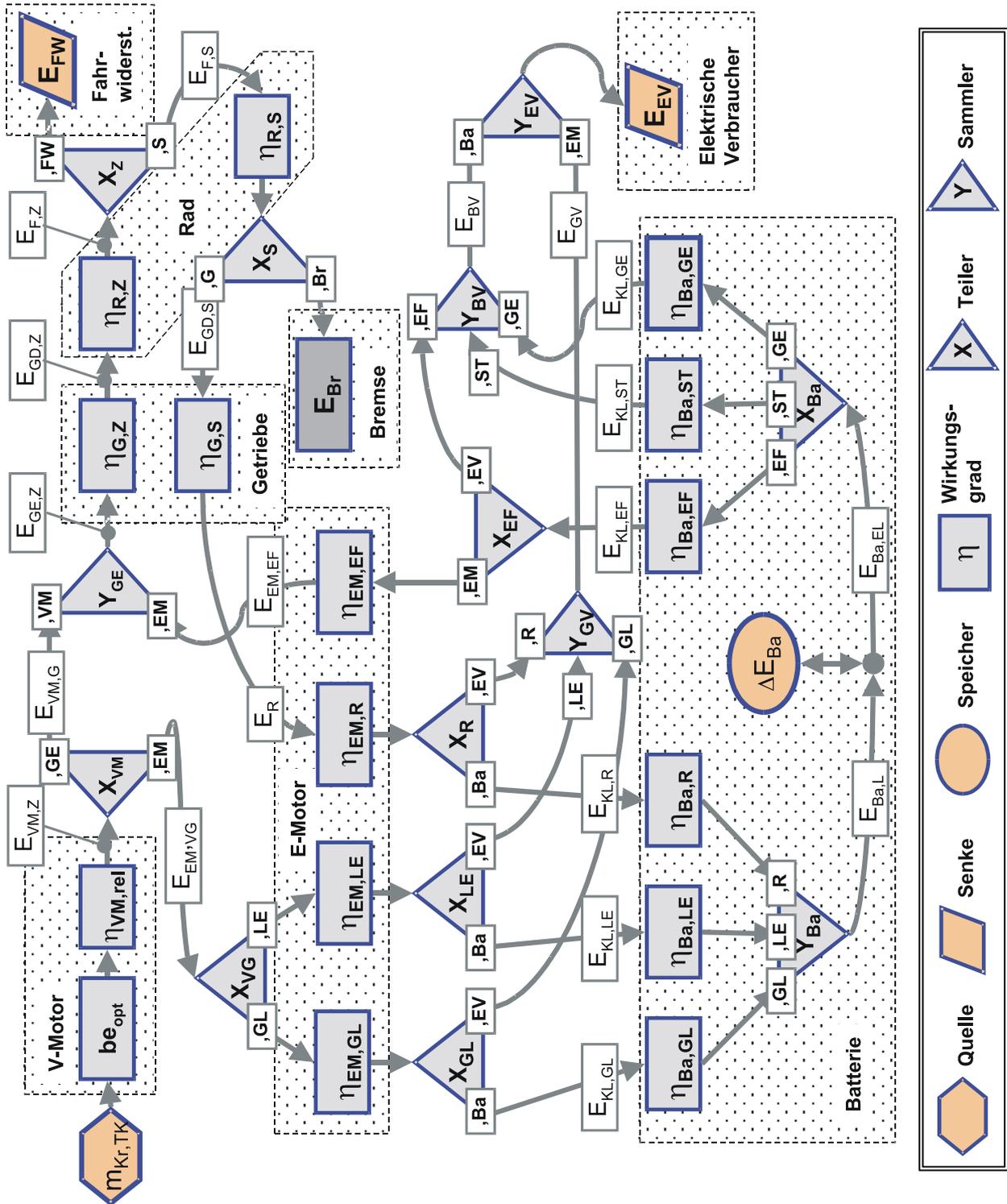


Bild 5-7: Energiefluss-Diagramm

Wirkungsgrad $\eta_{EM,R}$ rekupert. Von der elektrisch erzeugten Energie geht wiederum der Anteil $X_{R,EV}$ an die elektrischen Verbraucher. Die elektrische Energie, die im Generatorbetrieb der E-Maschine in den Zuständen GL, LE und R direkt an die elektrischen Verbraucher fließt, wird zunächst durch den Sammler Y_{GV} gesammelt und an den Sammler Y_{EV} weitergeleitet.

Die elektrischen Energieanteile aus den Betriebsfällen **GL**, **LE** und **R**, die nicht durch die elektrischen Verbraucher aufgenommen werden, fließen über die entsprechenden Wirkungsgrade $\eta_{\text{Ba,GL}}$, $\eta_{\text{Ba,LE}}$ und $\eta_{\text{Ba,R}}$ in die Batterie. Die einzelnen Faktoren des Sammlers \mathbf{Y}_{Ba} beschreiben damit, zu welchen Anteilen die Ladeenergie aus den Betriebszuständen **GL**, **LE** und **R** stammt.

Ist die Ladebilanz über den Zyklus nicht ausgeglichen, so verbleibt die Energiedifferenz ΔE_{Ba} in der Batterie und verursacht eine Änderung des Ladezustands ΔLZ (nicht dargestellt) nach dem Testzyklus. Der Energiebetrag $E_{\text{Ba,EL}}$ wird entladen. Das Entladen der Batterie erfolgt in den Betriebsfällen **EF** (elektrisches Fahren), **ST** (Stillstand des Fahrzeugs) und im Betriebsfall **GE**.

Beim Entladen der Batterie fließt die Energie, je nach Betriebsfall, über den jeweiligen Wirkungsgrad ins elektrische System. Im Betriebsfall **EF** werden die E-Maschine und elektrische Verbraucher ($\mathbf{X}_{\text{EF,EV}}$) mit Energie versorgt. In den Betriebsfällen **ST** und **GE** versorgt die Batterie nur die elektrischen Verbraucher. Über den Sammler \mathbf{Y}_{BV} werden die Energieströme an die elektrischen Verbraucher zusammengefasst zum Energiestrom, der die elektrischen Verbraucher beim Entladen **EL** der Batterie versorgt. Der Sammler \mathbf{Y}_{EV} fasst die Energieströme von E-Maschine und Batterie zusammen, die die elektrischen Verbraucher versorgen. Der Anteil $\mathbf{Y}_{\text{EV,EM}}$ besagt damit, zu welchem Teil die elektrischen Verbraucher wirkungsgünstig direkt von der E-Maschine mit Strom versorgt werden.

5.2.2 Methoden zur Analyse von Betrieb und Wirkungsgrad

Zentrales Ziel der Untersuchung ist es, Abweichungen von der realen zur idealen Betriebsführung entsprechend Strategie zu suchen, die daraus entstehenden Verluste zu quantifizieren und den Mehrverbrauch zu ermitteln. Ein direkter Vergleich der Messung mit der Simulation scheitert jedoch daran, dass sich Abweichungen meist auf das gesamte System auswirken, d.h. Abweichungen im Wirkungsgrad bzw. Betriebsführung einer Komponente wirken sich auch auf Energiestrom und Betriebsführung der anderen Komponenten des Antriebsstrangs aus. Eine Vergleichbarkeit ist dann spätestens bei Überlagerung mehrerer Abweichungen nicht mehr gegeben. Deshalb werden für jede Antriebsstrangkomponente Vergleichsrechnungen auf Basis der Messwerte durchgeführt. Dazu zunächst allgemeine Betrachtungen.

5.2.2.1 Allgemeine Betrachtungen zur Verlustenergie

Die Verlustenergie eines Wirkungsgradbausteins mit Antriebsenergie E_1 und energetisch gemitteltem Wirkungsgrad η berechnet sich nach folgender Formel:

$$E_{\text{Vl}} = (1 - \eta) * E_1 \quad (5-11)$$

Bildet man das **totale Differential**, so lässt sich für kleine Änderungen in der Verlustenergie näherungsweise schreiben:

$$\Delta E_{\text{Vl}} \cong -\Delta \eta * E_1 + (1 - \eta) * \Delta E_1 \quad (5-12)$$

Eine Änderung der Verlustenergie, die für den Verbrauch entscheidend ist, hat also eine Änderung der geflossenen Energiemenge ΔE_1 oder eine Änderung des Wirkungsgrads $\Delta \eta$ zur

Ursache. Der energetisch gemittelte Wirkungsgrad η ergibt sich nach Formel 5-2 aus dem Zeitverlauf $\eta(t)$.

Die meisten Wirkungsgradkomponenten verfügen über 2-dimensionale Kennfelder, wobei eine Achse die Leistung P und die zweite Achse eine von der Leistung unabhängige Größe q ist („quer zur Leistungsrichtung“, z. B. Drehzahl oder Übersetzung) (**Bild 5-8**). Entsprechend ist $\eta(t)$ eine Funktion von $f(P(t), q(t))$. Die Änderung $\Delta\eta$ lässt sich in linearer Approximation darstellen als Summe der Änderungen, verursacht durch Abweichungen im Kennfeld $\Delta\eta_{KF}$, in der Betriebsführung $\Delta\eta_{q(t)}$ und in der Betriebsführung $P(t)$ in Leistungsrichtung $\Delta\eta_{P(t)}$ (bei unverändertem Energiefluss).

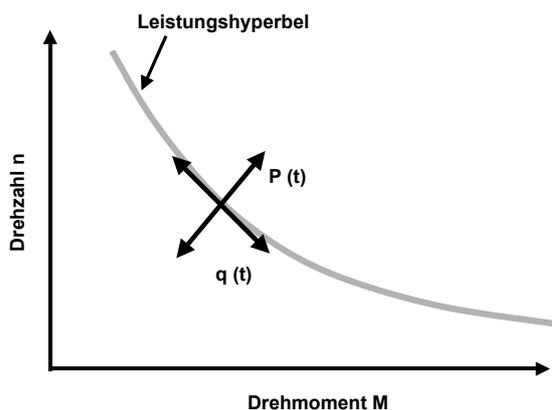


Bild 5-8: Steuervariablen $P(t)$ und $q(t)$

$$\Delta\eta \cong \Delta\eta_{KF} + \Delta\eta_{P(t)} + \Delta\eta_{q(t)} \quad (5-13)$$

Damit lässt sich mit Formel 5-12 und 5-13 die Änderung der Verlustenergie als Addition der vier Verlustenergie-Änderungen $\Delta E_{VI,E}$, $\Delta E_{VI,KF}$, $\Delta E_{VI,P(t)}$ und $\Delta E_{VI,q(t)}$ darstellen.

$$\Delta E_{VI} \cong \Delta E_{VI,E} + \Delta E_{VI,KF} + \Delta E_{VI,P(t)} + \Delta E_{VI,q(t)} \quad (5-14)$$

$\Delta E_{VI,E}$: Änderung der Verlustenergie durch Abweichung der umgesetzten Energie bei konstantem Wirkungsgrad

$\Delta E_{VI,KF}$: Änderung der Verlustenergie durch Abweichung des Kennfelds bei gleichem Energieumsatz und gleicher Betriebsführung

$\Delta E_{VI,P(t)}$: Änderung der Verlustenergie durch Abweichungen der Leistungsführung $P(t)$ bei gleichem Energieumsatz, gleichem Kennfeld und gleicher Betriebsführung $q(t)$

$\Delta E_{VI,q(t)}$: Änderung der Verlustenergie durch Abweichungen der Betriebsführung $q(t)$ bei gleichem Energieumsatz, gleichem Kennfeld und gleicher Betriebsführung $P(t)$

Nach diesem Ansatz können für jede Antriebsstrangkomponente Vergleichs-Rechnungen mit dem Kennfeld der Simulation und für optimale Betriebsführung „quer und längs“ zur Leistungsrichtung durchgeführt werden. Die so unabhängig ermittelten Änderungen in der Verlustenergie können anschließend addiert werden.

So wird zunächst, basierend auf den gemessenen Betriebspunkten, die Verlustenergie entsprechend Kennfeld der Simulation ermittelt und mit der gemessenen Verlustenergie verglichen. Durch die gleiche Betriebsführung entfallen die Beträge $\Delta E_{VI,E}$, $\Delta E_{VI,P(t)}$ und

$\Delta E_{VI,q(t)}$. Aus der Differenz der Verlustleistungen von Messung und Rechnung ergibt sich direkt der Betrag $\Delta E_{VI,KF}$.

$$\Delta E_{VI,KF} = E_{VI,KF} - E_{VI} = \int_0^T P_{VI,KF}(P(t), q(t)) dt - E_{VI} \quad (5-15)$$

Dann werden die Betriebspunkte von der gemessenen Betriebsführung $P(t)$, $q(t)$ auf die Betriebsführung $P(t)$, $q(t)^*$ verschoben und die Änderung der Verlustenergie berechnet.

$$\Delta E_{VI,q(t)} = E_{VI,q(t)} - E_{VI,KF} = \int_0^T P_{VI,KF}(P(t), q(t)^*) dt - E_{VI,KF} \quad (5-16)$$

Abschließend werden die Betriebspunkte von der Betriebsführung $P(t)$, $q(t)^*$ auf die Betriebsführung $P(t)^*$, $q(t)^*$ verschoben und wiederum die Änderung der Verlustenergie bestimmt.

$$\Delta E_{VI,P(t)} = \int_0^T P_{VI,KF}(P(t)^*, q(t)^*) dt - E_{VI,q(t)} \quad (5-17)$$

Änderungen in der geflossenen Energie werden z. B. bei der Rekuperation betrachtet. Hier wird auf ein explizites Berechnen der Verlustleistung meist verzichtet. Stattdessen wird die Änderung der Energiemenge einfach mit konstanten Wirkungsgraden in eine resultierende Änderung des Verbrauch oder des Batterieladezustands umgerechnet.

Die Änderungen im Energiefluss, die sich durch die berechneten Wirkungsgradänderungen ergeben würden, werden für die anderen Komponenten des Antriebsstrangs vernachlässigt. Damit lässt sich dieser Ansatz wie folgt auf den Antriebsstrang übertragen.

5.2.2.2 Anwendung auf den Antriebsstrang

Fahrzyklus und Fahrzeug sind vorgegeben und bestimmen Leistungs- und Drehzahlverlauf an den Antriebsrädern des Fahrzeugs. Der Betriebszyklus jeder Antriebsstrangkomponente in der Reihenfolge Rad, Getriebe, V-Motor, bzw. E-Motor und Batterie wird damit durch seinen Vorgänger beeinflusst. Die Untersuchung des Antriebsstrangs beginnt deshalb bei Geschwindigkeit und Fahrleistung, um zu kontrollieren, ob die Abweichungen in einem akzeptablen Rahmen liegen, ansonsten wird die Messung verworfen. Kleine Abweichungen in der Betriebsführung spielen bei der Analyse des Betriebs- und Wirkungsgradverhaltens keine Rolle, da die Rechnung vergleichend, also „relativ“ ist.

Als erstes wird das Getriebe betrachtet. Das Getriebe-Kennfeld der Simulation wurde aus dem Wirkungsgradverhalten der Getriebeelemente berechnet. Im Rahmen der Auswertung des Zyklus ergibt sich die Möglichkeit, den Wirkungsgrad des Getriebes im Zyklus mit dem Kennfeld zu vergleichen und den Betrag $\Delta \eta_{KF}$ zu bestimmen. Diese Vergleichsrechnung erfolgt auf Basis der gemessenen Betriebsführung, d.h. Antriebsleistung und Antriebsdrehzahl am Getriebe. Betrachtet man die Getriebeverstellung, so zeigt sich, dass neben dem Getriebe einige andere Antriebskomponenten betroffen sind. Deshalb wird im Folgenden der gesamte Antriebsstrang betrachtet.

Die Betriebsstrategie des Autarken Hybrid lässt sich in zwei Teilstrategien zerlegen:

1. Verstellstrategie (**VStrat**) => Übersetzungsverstellung des Getriebes mit dem Ziel:
Betrieb auf der **BOL** des **V-Motors**

2. Leistungsstrategie (**LStrat**) => Betrieb der Motoren entsprechend den **Leistungsgrenzen**

Zunächst werden Abweichungen von der **Verstellstrategie** betrachtet (**Bild 5-9**). Die Fahr-energien aus dem Zyklus werden als Randbedingung, d.h. symbolisch als Einspannstelle mit konstanten Zeitverläufen dargestellt. Für jede der betroffenen Komponenten, d.h. V-Motor, E-Motor und Getriebe, wird die Änderung der Verlustenergie bestimmt, für den Fall, dass der Antriebsstrang bei gleichbleibender Leistung mit idealer Verstellstrategie betrieben würde. Für die Getriebehydraulik wird betrachtet, wie sich der Energie-Aufwand ändert. Hinzu kommt eine Änderung der rekuperierten Energie aufgrund der veränderten Drehzahl und damit Leistungsfähigkeit der E-Maschine bei kleinen Geschwindigkeiten. Die Rekuperation wird bei der Auswertung jedoch gesondert betrachtet. Sekundäreffekte, wie resultierende Änderungen im Leistungsfluss durch den gesamten Antriebsstrang, insbesondere durch die Batterie, werden nicht betrachtet.

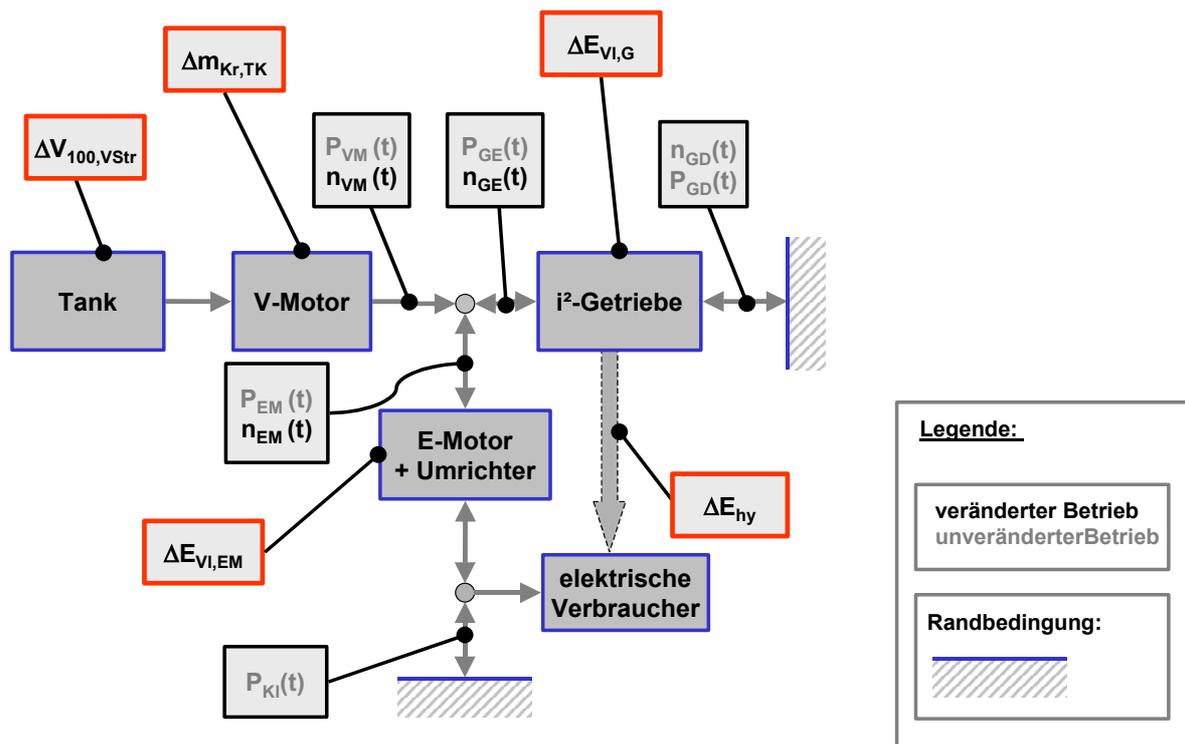


Bild 5-9: Untersuchung von Abweichungen von der CVT-Verstellstrategie

Im nächsten Schritt wird die Umsetzung der Leistungsstrategie des Antriebsstrangs betrachtet (**Bild 5-10**).

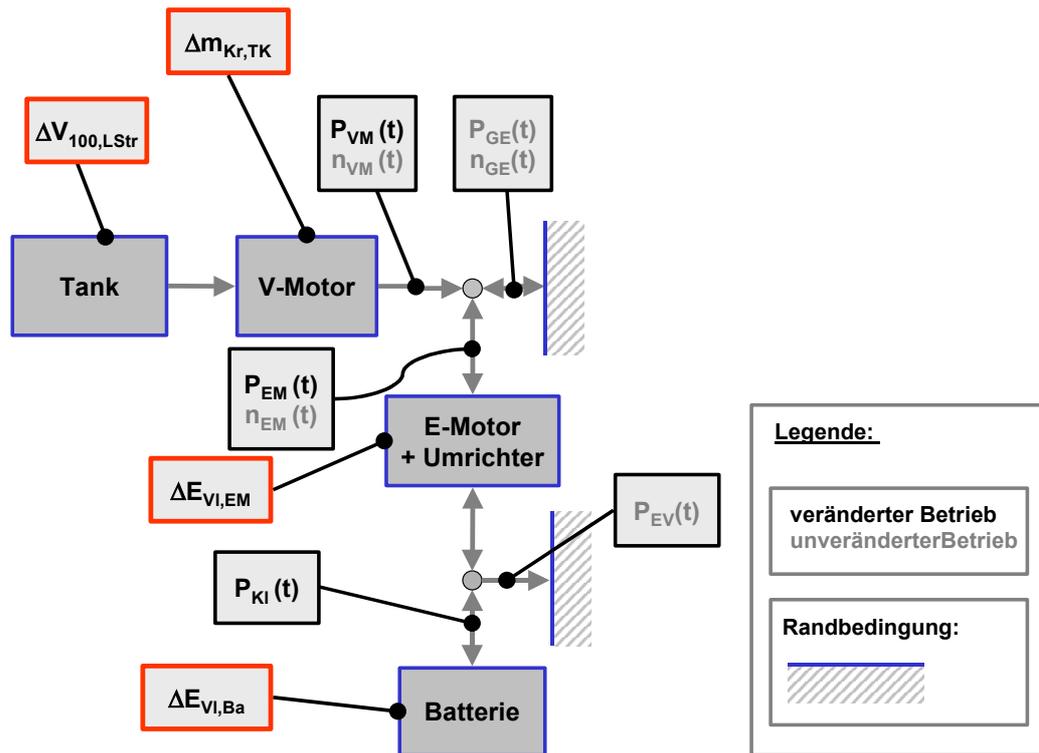


Bild 5-10: Untersuchung von Abweichungen von der Leistungsstrategie

Auf Basis der gemessenen Antriebsleistung $P_{GE}(t)$ wird zunächst die nach Strategie ideale Leistungsführungen $P_{VM, th}(t)$ und $P_{EM, th}(t)$ berechnet. Mit der veränderten Betriebsführung werden dann für V-Motor, E-Motor und Batterie Änderungen im Verlust aufgrund des veränderten Energieflusses bzw. des veränderten Wirkungsgrads bestimmt.

Um die Änderungen von Verlusten bzw. Energieströmen in eine Änderung des Kraftstoffverbrauchs umzurechnen, wird nach zwei Methoden vorgegangen. So werden z. B. Änderungen in der Rekuperation oder bei den elektrischen Verbrauchern, mit den mittleren Wirkungsgraden des Energiefluss-Diagramms (Bild 5-7) in die Batterie transferiert und von dort mit dem KEQ in Kraftstoffverbrauch umgerechnet. Änderungen in mechanischen Wirkungsgraden oder mechanischen Energien im Zugbetrieb werden bei konstanten Wirkungsgraden, bei konstanter elektrischer Fahrenergie und bei konstantem V-Motor-Wirkungsgrad in einen Verbrauch umgerechnet. Da insbesondere der Wirkungsgrad des V-Motors empfindlich auf Änderungen ist, geht dies nur im Bereich einiger Prozent Abweichung.

Im Folgenden werden die Analysemethoden für die Untersuchung von Betrieb und Wirkungsgrad der jeweiligen Komponenten des Antriebsstrangs eingeführt.

5.2.2.3 Geschwindigkeit, Fahrenergien

Wichtiger noch als die Kontrolle des gefahrenen Geschwindigkeitsverlaufs im Vergleich mit dem Zyklus ist die Kontrolle der Fahrenergien in Zug- und Schubbetrieb. Hierzu werden auf Basis der Fahrzeugdaten für den Zyklus $v_Z(t)$ und für den gefahrenen Geschwindigkeitsverlauf $v_F(t)$ die Fahrleistungen $P_{F,SZ}(t)$ und $P_{F,IZ}(t)$ berechnet und mit der gemessenen Fahrleistung $P_F(t)$ verglichen:

$$P_{F,SZ}(t) = m_{F,red} * \dot{v}_Z(t) * v_Z(t) + f_{Roll} * g * m_F * v_Z(t) + 0,5 * c_w * A * v_Z(t)^3 \quad (5-18)$$

$$P_{F,IZ}(t) = m_{F,red} * \dot{v}_F(t) * v_F(t) + f_{Roll} * g * m_F * v_F(t) + 0,5 * c_w * A * v_F(t)^3 \quad (5-19)$$

Durch Integration über den Zug- bzw. Schubbetrieb erhält man die entsprechenden Fahrenergien $E_{F,SZ,Z}$, $E_{F,SZ,S}$, $E_{F,IZ,Z}$ und $E_{F,IZ,S}$, die mit den am Prüfstand gemessenen Fahrenergien $E_{F,Z}$ und $E_{F,S}$ verglichen werden.

Durch Vergleich von $E_{F,SZ,Z}$ mit $E_{F,IZ,Z}$ lässt sich beispielsweise der Einfluss der Geschwindigkeitsabweichung auf die Fahrenergie im Zugbetrieb bestimmen. Ein Vergleich von $E_{F,IZ,Z}$ und $E_{F,Z}$ liefert eine Aussage darüber, wie genau am Prüfstand der Fahrwiderstand im Zugbetrieb aufgeprägt werden konnte. – Diese Ergebnisse finden in Kapitel 5.2.3.1 „Korrektur von Abweichungen in Ladebilanz und Fahrenergien“ Eingang in die Verbrauchsberechnung.

5.2.2.4 Getriebewirkungsgrad

Der energetisch gemittelte Wirkungsgrad für den Zug- bzw. Schubbetrieb ($\eta_{G,Z}$ und $\eta_{G,S}$) errechnet sich nach Formel 5-2 aus den am Prüfstand gemessenen An- und Abtriebsenergien des Getriebes in Zug- und Schubbetrieb. Diese effektiven Wirkungsgrade sind im Zyklus wirksam, eignen sich jedoch nicht zum Vergleich mit dem stationären Wirkungsgrad-Kennfeld, da die gemessenen An- und Abtriebsleistungen zusätzlich kinetische Energieanteile aus der Beschleunigung bzw. Verzögerung interner Getriebemassen beinhalten. Deshalb werden, basierend auf den Messdaten und dem in **Bild 5-11** gezeigten mechanischen Modell, die im Getriebe wirkenden Beschleunigungsleistungen herausgerechnet. Die erhaltenen Leistungen $P_{GE,i}(t)$ und $P_{GD,i}(t)$ werden dann verwendet, um den Getriebewirkungsgrad η_i zu berechnen, der mit dem Getriebekennfeld verglichen werden kann.

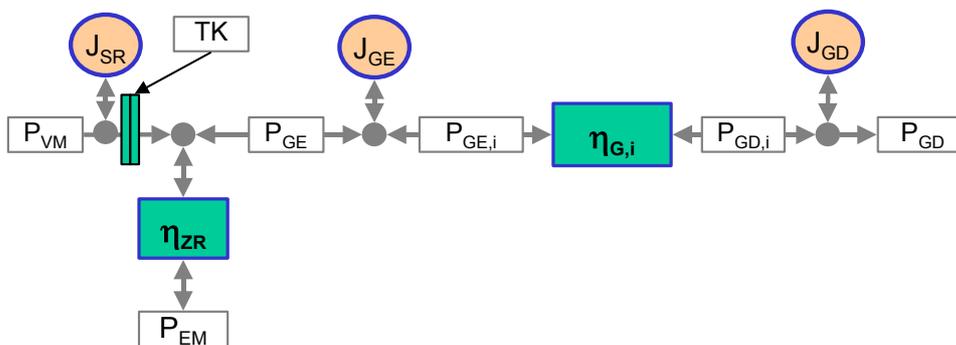


Bild 5-11: Wirkungsgradanalyse – Mechanisches Ersatzmodell

Entsprechend der Getriebekinematik werden in V1- und V2-Bereich unterschiedliche Drehträgheiten für J_{GE} und J_{GD} berücksichtigt. Durch das Zukuppeln ($Z_{TK} = 1$) des Verbrennungsmotors kommt eine weitere Massenträgheit J_{SR} zwischen der Messstelle am Verbrennungsmotor (M_{VM} , n_{VM}) und dem Getriebe hinzu. Gleichzeitig wird, zum Vergleich mit dem Kennfeld der Simulation, die am Prüfstand vorhandene Zahnradstufe mit dem Wirkungsgrad η_{ZR} herausgerechnet.

$$P_{GE,i}(t) = \frac{P_{EM}(t)}{\eta_{ZR}} * \{P_{EM}(t) < 0\} + P_{EM}(t) * \eta_{ZR} * \{P_{EM}(t) \geq 0\} + P_{VM}(t) * \{Z_{TK} = 1\} - \dot{\omega}_{GE}(t) * \omega_{GE}(t) * (J_{GE} + \{Z_{TK} = 1\} * J_{SR}) \quad (5-20)$$

$$P_{GD,i}(t) = P_{GD}(t) + \dot{\omega}_{GD}(t) * \omega_{GD}(t) * J_{GD} \quad (5-21)$$

Aus den Leistungen werden über Integration die Energien in Zug- und Schubtrieb ermittelt und entsprechend die Wirkungsgrade $\eta_{G,Z,i}$ und $\eta_{G,S,i}$ bestimmt. Diese Wirkungsgrade werden dann mit den Wirkungsgraden $\eta_{G,Z,GKF}$ und $\eta_{G,S,GKF}$ verglichen, die mit Hilfe der gemessenen Drehzahlen n_{GE} und n_{GD} und den Leistungen $P_{GE,i}$ und $P_{GD,i}$ aus dem Getriebekennfeld der Simulation berechnet werden.

Um bestimmen zu können, wie sich der Getriebewirkungsgrad bei idealer Übersetzungs-Verstellung ($i_{G,opt}$) ändert, werden unter Berücksichtigung der Massenträgheiten von V-Motor und E-Motor die Drehmomente und Drehzahlen berechnet, die sich bei dieser Verstellung ergeben würden. Mit diesen Drehzahlen und Drehmomenten werden dann aus dem Getriebekennfeld der Simulation die Wirkungsgrade $\eta_{G,Z,GKF,ioptr}$ und $\eta_{G,S,GKF,ioptr}$ ermittelt.

5.2.2.5 Übersetzungsverstellung

Ein Verstellvorgang eines CVT-Kettenwandlers mit maximaler Verstellrate kann näherungsweise durch eine e-Funktion beschrieben werden. Bei konstanter Abtriebsdrehzahl n_{ab} gilt für die Antriebsdrehzahl n_{an} :

$$n_{an}(t) \cong e^{k*t+a} \quad (5-22)$$

Für die Ableitung gilt:

$$\dot{n}_{an}(t) \cong k * n_{an}(t) \quad (5-23)$$

Dividiert man beide Seiten mit der Abtriebsdrehzahl n_{ab} so erhält man:

$$\dot{i} \cong k * i \quad \text{mit } i = \frac{n_{an}}{n_{ab}} \quad \text{bzw.} \quad \dot{i} = \frac{\dot{n}_{an}}{n_{ab}} \quad (5-24)$$

$$\dot{i}_{bez} = \frac{\dot{i}}{i} \cong k = const \quad (5-25)$$

Die bezogene Verstellrate \dot{i}_{bez} ist für einen solchen Verstellvorgang konstant und wird deshalb anstelle des Übersetzungsgradienten \dot{i} als maßgebliche Größe zur Untersuchung der Getriebeverstellung verwendet.

Um den Einfluss der Getriebeverstellung auf das Gesamtsystem zu untersuchen, wird die optimale Übersetzung $i_{G,opt}$ berechnet. Solange der Verbrennungsmotor abgekuppelt ist, wird der E-Motor bei Nenndrehzahl betrieben. Sobald der Verbrennungsmotor zugekuppelt ist ($Z_{TK} = 1$), wird die optimale Drehzahl aus der BOL des V-Motors bestimmt. Die optimale Übersetzung $i_{G,opt}$ ergibt sich dann aus der optimalen Antriebsdrehzahl und der am Prüfstand gemessenen Abtriebsdrehzahl:

$$i_{G,opt} = \frac{(n_{EM,N} * \{Z_{TK} = 0\} + n_{VM,BOL}(P_{VM}(t)) * \{Z_{TK} = 1\})}{n_{GD}(t)} \quad (5-26)$$

Diese Übersetzung macht beim Zu- und Abkuppeln des Verbrennungsmotors Sprünge und führt deshalb zu unendlich hohen Übersetzungsgradienten. Um eine realistische optimale Übersetzung $i_{G,opt,r}$ zu erhalten, wird der bezogene Verstellungsgradient $\dot{i}_{opt,bez}(t)$ auf einen maximalen Verstellgradienten 1 s^{-1} begrenzt, was einer Verstellzeit von 1,5 s pro Wandlerbereich entspricht. Die realistische optimale Übersetzung wird verwendet, um den Verstellbedarf im Zyklus zu bestimmen und zu betrachten, wie sich das reale Verstellverhalten auf den Wirkungsgrad der Motoren und den Energieverbrauch der Hydraulik auswirkt.

5.2.2.6 Verbrennungsmotor

Der spezifische Verbrauch berechnet sich aus dem Kraftstoffverbrauch bei geschlossener Kupplung und der erbrachten mechanischen Energie:

$$be = \frac{m_{Kr,TK}}{E_{VM,Z}} \quad (5-27)$$

Der relative Verbrennungsmotor-Wirkungsgrad wird berechnet, indem man den spezifischen Verbrauch im optimalen Betriebspunkt auf den aktuellen spezifischen Verbrauch bezieht.

$$\eta_{VM,rel} = \frac{be_{opt}}{be} \quad (5-28)$$

Das Kennfeld des am Prüfstand verwendeten Motors wurde als Massenstromkennfeld aufgezeichnet. Entsprechend den Formeln 5-27 und 5-28 kann das Massenstrom-Kennfeld in ein Kennfeld des spezifischen Verbrauchs und des relativen Verbrennungsmotorwirkungsgrads umgerechnet werden.

Bild 5-12 zeigt das am Prüfstand vermessene Motorkennfeld [5.8] des spezifischen Verbrauchs mit **betrieboptimaler Linie (BOL)** und **1%-Grenzkurven**, auf denen der spezifische Verbrauch gegenüber der BOL um 1 % höher ist.

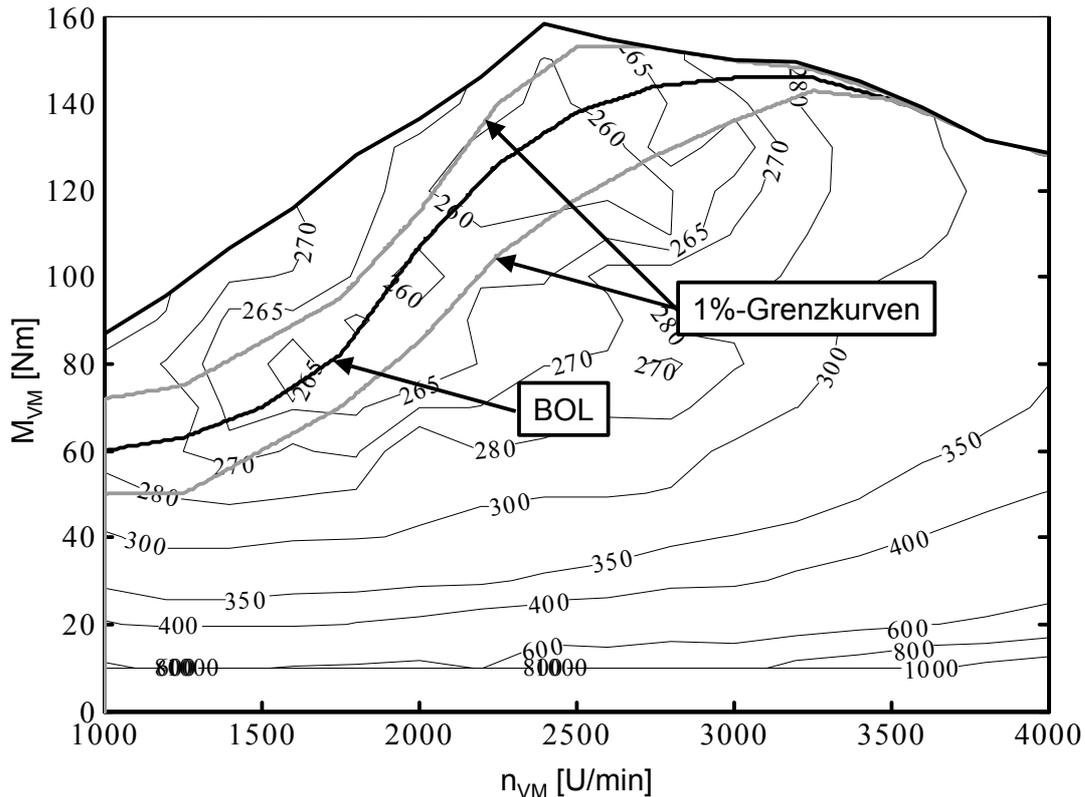


Bild 5-12: Kennfeld des Verbrennungsmotors mit BOL und 1%-Grenzkurven

Zunächst wird der Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_{Kr,KF}(t)$ berechnet, der sich für den gemessenen Drehzahl- und Drehmomentverlauf $n_{VM}(t)$, $M_{VM}(t)$ aus dem Kennfeld KF berechnet, das eigens am Prüfstand vermessen wurde. Das Signal wird bei offener Kupplung ($Z_{TK} = 0$) zu Null gesetzt. Dieses Signal ermöglicht es, festzustellen, ob der Motor im Zyklus dieselben Wirkungsgrade aufweist, wie in der stationären Vermessung.

$$\dot{m}_{Kr,KF}(t) = \dot{m}_{Kr,KF}(M_{VM}(t), n_{VM}(t)) * \{Z_{TK} = 1\} \quad (5-29)$$

Im nächsten Schritt wird das Massenstromsignal $\dot{m}_{Kr,BOL}$ für den theoretischen Fall berechnet, dass der Motor bei idealer Übersetzungsverstellung betrieben würde. Alle gemessenen Betriebspunkte werden dazu entlang von Leistungshyperbeln auf die BOL verschoben. Dies ermöglicht eine Abschätzung, wie effizient der Motor bei idealer Übersetzungsverstellung betrieben worden wäre.

$$\dot{m}_{Kr,BOL}(t) = \dot{m}_{Kr,BOL}(P_{VM}(t)) * \{Z_{TK} = 1\} \quad (5-30)$$

Nach Formel 5-2, 5-27 und 5-28 lässt sich nun der energetisch gemittelte relative Verbrennungsmotorwirkungsgrad für alle Massenstromsignale errechnen. Der Realisierungsgrad $R_{VM,BOL}$ besagt, wie gut der Verbrennungsmotorbetrieb an den Idealfall „Betrieb auf der BOL“ angenähert werden konnte. Als Maß wird das Verhältnis der relativen Wirkungsgrade verwendet.

$$R_{VM,BOL} = \frac{\eta_{VM,rel,KF}}{\eta_{VM,rel,BOL}} \quad (5-31)$$

Die Massenstromsignale aus dem Kennfeld und für den Betrieb auf der BOL können auf gleichem Wege für das Referenz-Kennfeld des Herstellers berechnet werden. Die Signale werden dann mit den Indizes RF statt KF und RBOL statt BOL gekennzeichnet.

5.2.2.7 E-Maschine

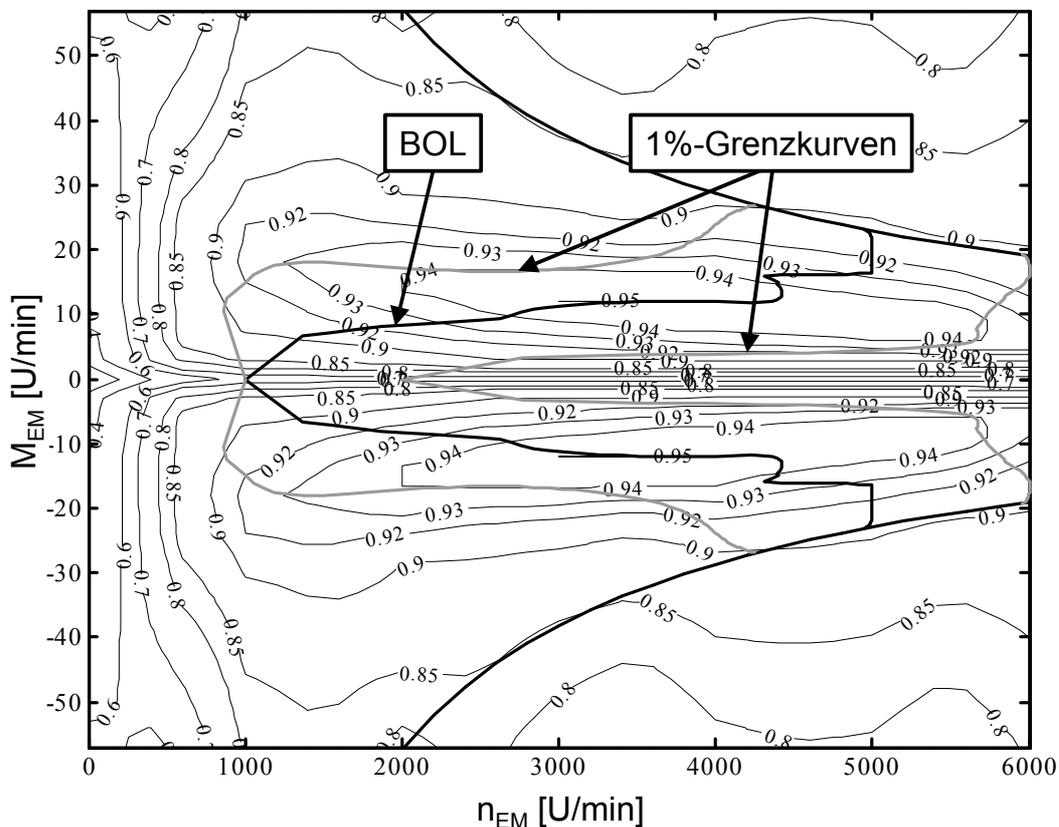


Bild 5-13: Kennfeld der TFM-Maschine

Bild 5-13 zeigt beispielhaft das Kennfeld der TFM mit Umrichter. Auch hier kann eine **BOL** mit **1%-Grenzkurven** berechnet werden. Im Zuge der Berechnung des elektrischen Systems inklusive Ladezustand der Batterie wird, basierend auf der gemessenen Betriebsführung ($n_{EM}(t)$, $M_{EM}(t)$), der Wirkungsgrad $\eta_{EM}(t)$ berechnet.

Zur Analyse, wie sich die optimale Übersetzungsverstellung auf den Wirkungsgrad des E-Motors auswirkt, wird mit den resultierenden Drehzahl- und Drehmomentverläufen des E-Motors aus dem Kennfeld der Wirkungsgrad $\eta_{EM,ioptr}(t)$ berechnet.

Zur Abschätzung von Potentialen werden der Wirkungsgrad $\eta_{EM,N}(t)$, der sich bei reinem Betrieb bei Nenndrehzahl ergibt, und der Wirkungsgrad $\eta_{EM,BOL}(t)$, der beim Betrieb auf der BOL des E-Motors möglich wäre, berechnet.

Entsprechend Formel 5-2 wird jeweils wiederum der energetisch gemittelte Wirkungsgrad bestimmt. Mit Hilfe der geflossenen Energien lassen sich so Verluste und Potentiale bestimmen. Bei konstanten Wirkungsgraden werden die Änderungen der Verlustenergie in eine Ladezustandsänderung der Batterie umgerechnet und mit dem KEQ einer Änderung des Kraftstoffverbrauchs gleichgesetzt.

5.2.2.8 Hydraulikversorgung des Getriebes

Bild 5-14 zeigt das Hydrauliksystem in schematischer Darstellung.

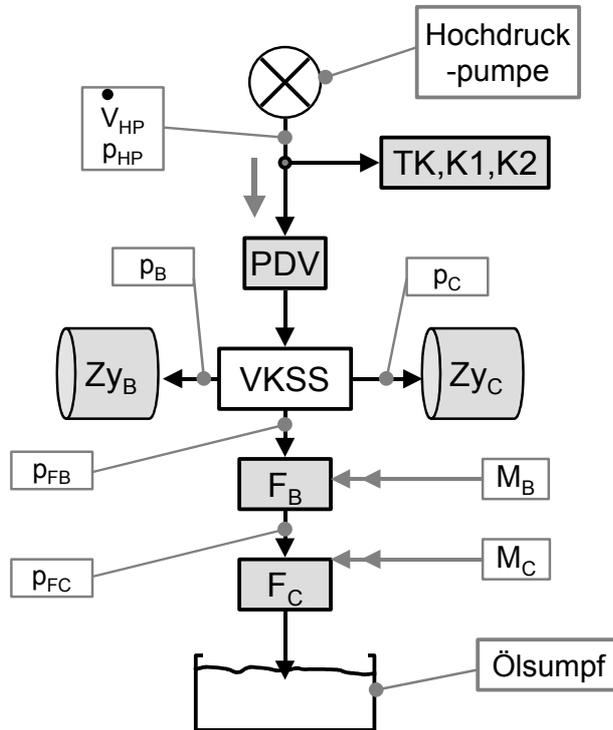


Bild 5-14: Schematische Darstellung des Hydrauliksystems

Die Hochdruckpumpe liefert einen konstanten Volumenstrom \dot{V}_{HP} , der durch das Proportional-Druck-Ventil (PDV), den Vierkantensteuerschieber (VKSS) und die Drehmomentfühler an den Ketten-Wandlerwellen B und C (F_B , F_C) in den Tank fließt. Das Proportionaldruckventil dient dazu, das Schalten der Kupplungen beim Umschaltvorgang und beim Öffnen der Trennkupplung durch eine Anhebung des Systemdrucks zu unterstützen. Der Vierkantensteuerschieber dient zur Übersetzungsverstellung des Kettenwandlers, indem er einen Druckunterschied Δp zwischen in den Drücken p_B und p_C in den Anpresszylindern Z_{yB} und Z_{yC} des Kettenwandlers erzeugt. Die Drehmomentfühler erzeugen einen drehmomentproportionalen Druck, der mittels Rückstau den Druck im System erhöht und die notwendige Anpressung der Kette zur Übertragung des Drehmoments sicherstellt.

Der hydraulische Leistungsbedarf ergibt sich aus Druck p_{HP} und Volumenstrom \dot{V}_{HP} an der Hochdruckpumpe. Der Druck an der Hydraulikpumpe ergibt sich, beginnend vom Tank, aus der Summation aller Strömungswiderstände. Wie bereits in Bild 4-2 gezeigt, werden die Drücke p_C , p_B , p_{FC} , p_{FB} und p_{HP} gemessen und erlauben eine Bestimmung der einzelnen Leistungsanteile für Drehmomentübertragung, Übersetzungsverstellung und Schalten der Kupplungen.

des Ladezustands kann der Verbrauch bestimmt, und damit der theoretisch mögliche Verbrauch bei idealer Umsetzung der Leistungsstrategie ermittelt werden.

5.2.2.10 Rekuperation

Die von der E-Maschine mechanisch rekuperierte Energie ergibt sich aus der Integration der mechanischen E-Motorleistung im generatorischen Betrieb für geöffnete Trennkupplung.

$$E_R(t) = \int_0^T P_{EM}(t) * \{P_{EM}(t) < 0 \& Z_{TK}(t) = 0\} dt \quad (5-32)$$

Bei der Rekuperation soll untersucht werden, unter welchen Voraussetzungen wie viel Energie zusätzlich rekuperiert werden könnte. Dazu wird zunächst, basierend auf den in **Tabelle 5-4** gezeigten Leistungsdaten und der am Prüfstand gemessenen Drehzahl $n_{EM}(t)$, die maximale mechanische Generatorleistung der E-Maschine $P_{EM,G,max}(t)$ errechnet.

Nenn Drehzahl bezogen auf die Getriebeeingangswelle	$n_{EM,N}$	2037	U/min
Nennleistung	$P_{EM,N}$	8	kW
Nennmoment bezogen auf die Getriebeeingangswelle	$M_{EM,N}$	38,2	Nm
Überlastbarkeit um		50	%
max. Leistung	$P_{EM,max}$	12	kW
max. Drehmoment	$M_{EM,max}$	57,3	Nm

Tabelle 5-4: Leistungsdaten der E-Maschine (TFM und ASM)

Die E-Maschine wird für die Rekuperation mit 1,5-facher Überlast betrieben. Unterhalb der Nenn Drehzahl hat die E-Maschine maximales Drehmoment, oberhalb der Nenn Drehzahl hat die E-Maschine maximale Leistung.

$$P_{EM,G,max}(t) = -1,5 * \left(\begin{array}{l} P_{EM,N} * \{n_{EM}(t) \geq n_{EM,N}\} + \\ + \frac{2 * \pi * n_{EM}(t) * M_{EM,N}}{60 * 1000} * \{n_{EM}(t) < n_{EM,N}\} \end{array} \right) \quad (5-33)$$

Aus den gemessenen Leistungen an der Differentialwelle des Getriebes $P_{GD}(t)$ und an der Bremse $P_{Br}(t)$ kann mit dem energetisch gemittelten Wirkungsgrad des Getriebes die Leistung $P_{GE,S,Pot}(t)$ an der Getriebeeingangswelle berechnet werden, die im Schubbetrieb maximal zur Rekuperation zur Verfügung steht. Dabei wird vereinfachend angenommen, dass der Wirkungsgrad des Getriebes konstant bleibt.

$$P_{GE,S,Pot}(t) = (P_{GD}(t) * \{P_{GD}(t) < 0\} + P_{Br}(t)) * \eta_{G,S} \quad (5-34)$$

Nun kann berechnet werden, welche Rekuperationsleistung $P_{R,max}$ und welche Energie $E_{EM,R,max}$ mit der E-Maschine aufgenommen werden kann, wenn sie entsprechend ihren Leistungsdaten voll eingesetzt wird.

$$P_{R,max} = P_{EM,G,max}(t) * \{P_{GE,S,Pot}(t) < P_{EM,G,max}(t)\} + P_{GE,S,Pot}(t) * \{P_{GE,S,Pot}(t) \geq P_{EM,G,max}(t)\} \quad (5-35)$$

Weiterhin ist interessant, welche Leistung rekuperiert werden könnte, wenn die Übersetzungsverstellung bei der Rekuperation ideal wäre, d.h. wenn die E-Maschine, wenn möglich, immer über Nenn Drehzahl betrieben würde. Dabei wird der Umschaltvorgang außer Acht gelassen und lediglich die Anfahrübersetzung berücksichtigt. Über $v_{EM,N} = 1,8 \text{ m/s}$ kann die E-Maschine bereits mit Nenn Drehzahl betrieben werden (s. Formel 5-44), darunter sinkt die Leistung linear ab. Damit lässt sich folgende generatorische Leistung berechnen:

$$P_{EM,G,max,ioptr}(t) = -1,5 * \left(\begin{array}{l} P_{EM,N} * \{v_F(t) \geq v_{EM,N}\} + \\ \frac{P_{EM,N} * v_F(t)}{v_{EM,N}} * \{v_F(t) < v_{EM,N}\} \end{array} \right) \quad (5-36)$$

Nach dem oben gezeigten Schema (Formel 5-35) wird die maximal rekuperierbare Leistung bei idealer Übersetzungsverstellung $P_{R,max,ioptr}$ berechnet. Auf Basis der integrierten Energien wird folgender Realisierungsgrad definiert:

$$R_R = \frac{E_R}{E_{R,max,ioptr}} \quad (5-37)$$

Der Realisierungsgrad R_R besagt, welcher Anteil der mechanisch maximal rekuperierbaren Energie tatsächlich rekuperiert werden konnte.

5.2.2.11 Batterie

Der Verbrauch des Autarken Hybrid wird mit einem konstantem Ein-/Auspeicher-Wirkungsgrad ermittelt, der von Angloher [6.6] in Prüfstandsversuchen gemessen wurde. Um jedoch das dynamische Verhalten der Batterie in Bezug auf die Betriebsstrategie und Abweichungen von der Betriebsstrategie untersuchen zu können, wurde eine dynamische Batteriesimulation erstellt. **Bild 5-16** zeigt das Ersatzschaltbild des Batteriemodells für die DAUG X52 nach Angloher [6.7]. Der Widerstand für die Selbstentladung R_V wurde nicht eingezeichnet. Die Selbstentladung wird für jeden Zyklus mit einem konstanten Mehrverbrauch in $1/100\text{km}$ eingerechnet.

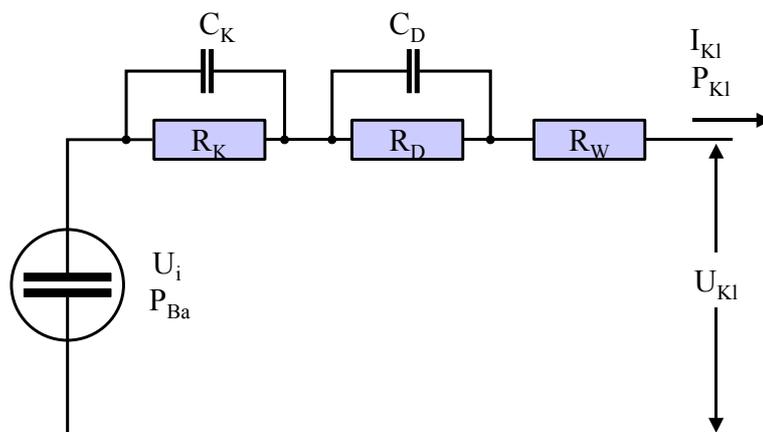


Bild 5-16: Ersatzschaltbild des Batteriemodells

Die ideale Spannungsquelle U_i stellt den chemischen Energiespeicher der Batterie dar. Die Leistung wird an den Klemmen der Batterie entnommen bzw. zugeführt (I_{Kl} , U_{Kl} , P_{Kl}). Die

Ladung bzw. Entladung der Batterie erfolgt über die Widerstände R_W , R_D und R_K . Die Widerstände R_D und R_K sind jeweils Teil eines RC-Glieds, d.h. es ist zu jedem Widerstand ein Kondensator parallel geschaltet. Die innere Spannung U_i , die Kapazität der Kondensatoren und die Größe der Widerstände sind abhängig vom Ladezustand der Batterie und den Klemmenströmen. Verändert sich die Stromstärke, so laden bzw. entladen sich die Kondensatoren. Mit zunehmendem Wechselstrom-Anteil fließt ein immer größerer Teil der Leistung über die Kondensatoren an den Widerständen vorbei. Der Wirkungsgrad der Batterie steigt damit, weil die Verlustenergie in den Widerständen sinkt. Die Zeitkonstante des schnellen RC-Glieds (R_D, C_D) liegt im Bereich von 10 Sekunden. Die Zeitkonstante des langsamen RC-Glieds (R_K, C_K) bewegt sich im Bereich von mehreren Minuten bis zu einer halbe Stunde. Da die Betriebsführung des Autarken Hybrid sich durch Änderungen der Leistungsflüsse innerhalb dieser Zeitdauern auszeichnet, hat das dynamische Verhalten der Batterie einen wesentlichen Einfluss auf das Wirkungsgradverhalten [6.7]. Der Ein- bzw. Ausspeicherwirkungsgrad errechnet sich je nach Leistungsrichtung (Laden bzw. Entladen) aus der Leistung an den Batterieklemmen und der Verlustleistung $P_{Ba,VI}$. Die Verlustleistung ergibt sich als Summe der Verluste an den Widerständen. ($P_{KI} > 0$ bedeutet Entladen der Batterie)

$$\eta_{Ba}(t) = \frac{P_{KI}(t)}{P_{KI}(t) + P_{Ba,VI}(t)} \{P_{KI}(t) \geq 0\} + \frac{P_{KI}(t) - P_{Ba,VI}(t)}{P_{KI}(t)} \{P_{KI}(t) < 0\} \quad (5-38)$$

$$\text{mit } P_{Ba,VI} = R_W * I_{KI}(t)^2 + R_D * I_{RD}(t)^2 + R_K * I_{RK}(t)^2$$

Zur Analyse des Betriebs wird zum einen der energetisch gemittelte Wirkungsgrad für die einzelnen Betriebszustände bestimmt, zum anderen wird der dynamische Wirkungsgrad mit dem Wirkungsgrad verglichen, der sich im stationären Betrieb einstellen würde (Kondensatoren inaktiv).

5.2.3 Methoden zur Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs

5.2.3.1 Korrektur von Abweichungen in Ladebilanz und Fahrenergien

Abweichungen des real gefahrenen Geschwindigkeitsverlaufs $v_F(t)$ vom Geschwindigkeitsverlauf des Zyklus $v_Z(t)$ führen zu einem verändertem Betrieb der Antriebsstrangkomponenten, wie z. B. späterem Starten des Verbrennungsmotors und damit zu anderen Betriebs-trajektorien. Eine zeitlich leicht verschobene Betriebsführung hat jedoch erfahrungsgemäß kaum Auswirkung auf den Verbrauch, wenn die Fahrenergien zu den Werten passen, die sich aus Fahrzyklus, Fahrzeugmasse und Lastkennlinie ergeben. Dabei ist nicht die geleistete Fahrwiderstandsenergie E_{FW} entscheidend sondern Fahrenergien $E_{F,Z}$ und $E_{F,S}$, die in Zug- und Schubetrieb auf die Fahrbahn und damit auf das Fahrzeug wirken. Abweichungen dieser Energien wirken sich unmittelbar auf die elektrische Fahrleistung, den Kraftstoffverbrauch des Verbrennungsmotors und die rekuperierte Energie aus.

Zur Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs muss des Weiteren die Ladebilanz in der Batterie ausgeglichen sein, da bei der großen Batteriekapazität des Autarken Hybrid bereits Abweichungen von unter 1% zwischen Anfangs- und End-Ladezustand der Batterie einen nennenswerten Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch haben.

Im Rahmen der Prüfstandsversuche ergaben sich prüfstandsbedingt Abweichungen beim Aufprägen der Fahrwiderstände. Zudem konnte die Ladebilanz nur zu einem gewissen Grad ausgeglichen werden. Mit Hilfe der folgenden rechnerischen Korrekturen ist es möglich, auch Messungen mit etwas größeren Abweichungen auszuwerten und somit die Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs auf eine größere Anzahl von Messungen zu stützen. **Bild 5-17** zeigt die Korrekturen im Energiefluss-Diagramm:

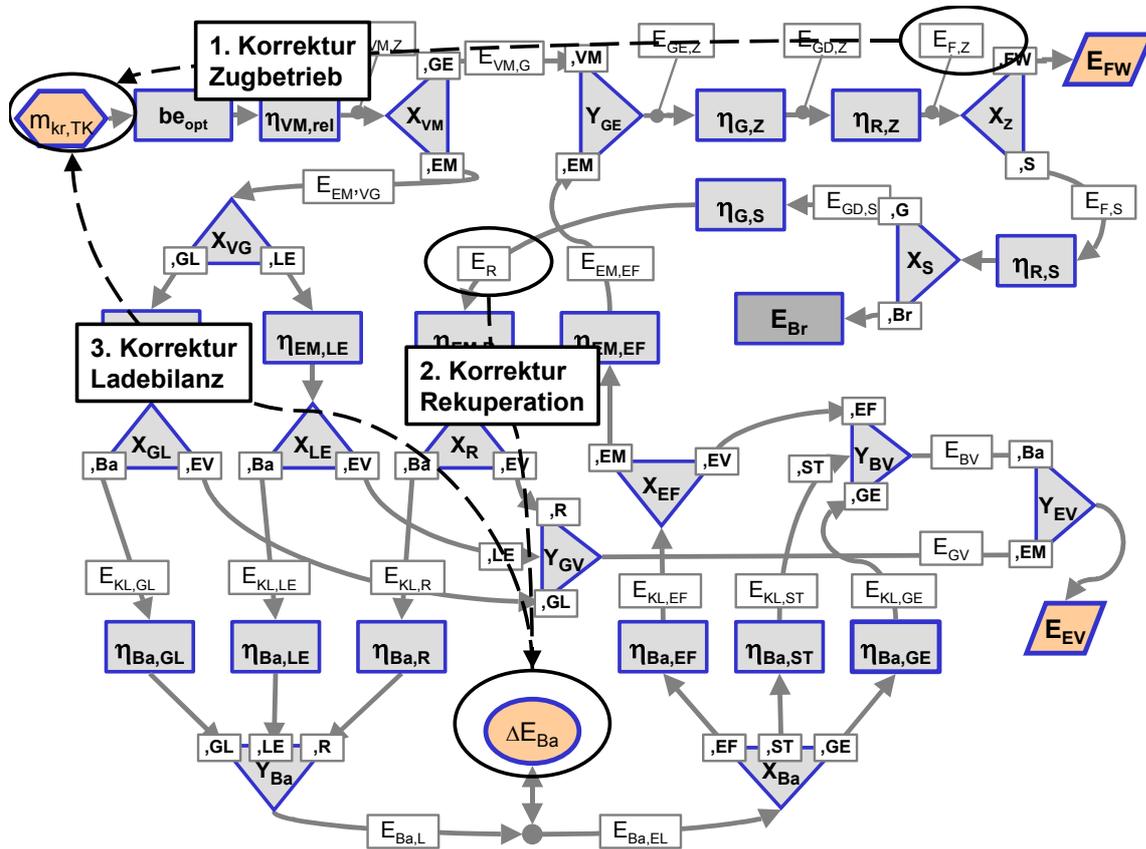


Bild 5-17: Korrekturen im Energiefluss-Diagramm

1. Korrektur der Fahrenergie im Zugbetrieb
2. Korrektur der rekuperierten Energie
3. Korrektur der Ladebilanz

zu 1.: Korrektur der Abweichung der Fahrenergie im Zugbetrieb:

Aus den Fahrzeugdaten und der Formel 5-18 lässt sich für den Zyklus die theoretische Fahrleistung $P_{F,SZ}$ berechnen. Beide Fahrleistungen werden für Zeitanteile mit positiven Leistungen integriert. Man erhält die am Prüfstand im Zugbetrieb erbrachte Fahrenergie $E_{F,Z}$ und den theoretischen Referenz-Wert $E_{F,SZ,Z}$ und kann Abweichungen feststellen. Bei kleinen Abweichungen kann angenommen werden, dass die Fahrenergie E_{EF} des Elektromotors und die energetisch gemittelten Werte für den Reifenschlupf und die Wirkungsgrade von Motor und Getriebe konstant bleiben. Zunächst wird der Korrekturfaktor K_Z gebildet.

$$K_Z = \frac{E_{F,SZ,Z}}{E_{F,Z}} \quad (5-39)$$

Dann wird der Korrekturbetrag für den Kraftstoffverbrauch in Gramm berechnet.

$$\Delta m_{Kr,TK,KZ} = \frac{(K_Z - 1) * E_{F,Z}}{\eta_{R,Z} * \eta_{G,Z} * \eta_{VM,rel} * be_{opt}} \quad (5-40)$$

Der Term „ $(K_Z - 1) * E_{F,Z}$ “ beschreibt den Korrekturbetrag für die Fahrenergie, der mittels der energetisch gemittelten Wirkungsgrade von Rad ($\eta_{R,Z}$) und Getriebe ($\eta_{G,Z}$), des relativen Verbrennungsmotorwirkungsgrads $\eta_{VM,rel}$ und dem optimalen spezifischen Verbrauch be_{opt} in einen Korrekturbetrag für den Verbrauch umgerechnet wird.

zu 3.: Korrektur der rekuperierten Energie:

Abweichungen der Fahrenergie im Schubbetrieb führen zu Abweichungen in der rekuperierten Energie $E_{EM,R}$ und verfälschen den Ladezustand der Traktionsbatterie. Entscheidend ist nicht die Fahrenergie im Schubbetrieb, sondern wie viel Energie maximal zur Rekuperation zur Verfügung steht.

In Kapitel 5.2.2.10 wird auf Basis der gemessenen Fahrleistung $P_F(t)$ die Referenz-Rekuperationsleistung $P_{R,max}(t)$ berechnet, die besagt, welche Leistung bei optimalem Einsatz von Bremse und E-Motor maximal rekuperiert werden könnte. Nach dem gleichen Schema lässt sich die maximal mögliche Rekuperationsleistung für die Referenz-Fahrleistung $P_{F,IZ}(t)$ berechnen. Da diese Referenz-Leistung auf dem gefahrenen Geschwindigkeitsverlauf $v_F(t)$ basiert, können Übersetzungsverstellung und E-Motordrehzahl unverändert aus der Messung übernommen werden. Zunächst wird die am Getriebeeingang potentiell zur Verfügung stehende Schubleistung berechnet. Dabei werden die energetisch gemittelten Wirkungsgrade des mechanischen Antriebsstrangs im Schub als konstant betrachtet.

$$P_{GE,IZ,S,Pot}(t) = (P_{F,IZ}(t) * \eta_{G,S} * \eta_{R,S}) * \{P_{F,IZ} < 0\} \quad (5-41)$$

Unter der Annahme, dass die E-Maschine immer mit maximaler Auslastung und ihren theoretischen Leistungsdaten rekuperiert, ergibt sich die maximal rekuperierbare Leistung.

$$P_{R,IZ,max}(t) = \left(P_{EM,G,max}(t) * \{P_{GE,IZ,S,Pot}(t) < P_{EM,G,max}(t)\} + P_{GE,IZ,S,Pot}(t) * \{P_{GE,IZ,S,Pot}(t) \geq P_{EM,G,max}(t)\} \right) * \{P_{F,IZ}(t) < 0\} \quad (5-42)$$

Durch Integration des Leistungssignals kann die maximal rekuperierbare Energie $E_{R,IZ,max}$ berechnet werden. Der Korrekturfaktor $K_{R,LK}$ korrigiert **Abweichungen** beim Aufprägen der **Lastkennlinie**:

$$K_{R,LK} = \frac{E_{R,IZ,max}}{E_{R,max}} \quad (5-43)$$

Für die Korrektur der **Abweichungen des Geschwindigkeitsverlaufs** wird die maximal rekuperierbare Leistung bei optimaler Übersetzungsverstellung $i_{opt}(t)$ verwendet. Damit hat die E-Maschine immer Nenn Drehzahl und volle Leistung, sobald die Geschwindigkeit bei

Anfahrübersetzung des Getriebes ($i = 32,5$) ausreicht, um die E-Maschine bei Nenndrehzahl zu betreiben. Diese Geschwindigkeit ergibt sich zu:

$$v_{EM,N} = \frac{2 * \pi * n_{EM,N} * r_{dyn}}{32,5 * 60} = \frac{2 * \pi * 2000 * 0,280}{32,5 * 60} = 1,8 \text{ m/s} \quad (5-44)$$

Unterhalb dieser Geschwindigkeit geht die E-Maschinendrehzahl bei konstanter Übersetzung mit der Geschwindigkeit gegen Null. Auf Basis dieser Drehzahl wird für den gemessenen Geschwindigkeitsverlauf $v_F(t)$ und den Geschwindigkeitsverlauf des Zyklus $v_Z(t)$ jeweils die maximale Generatorleistung $P_{EM,G,IZ,max,ioptr}$ bzw. $P_{EM,G,SZ,max,ioptr}$ der E-Maschine berechnet. Formel 5-45 zeigt die Berechnung von $P_{EM,G,IZ,max,ioptr}$, für die Leistung $P_{EM,G,SZ,max,ioptr}$ ist $v_F(t)$ durch $v_Z(t)$ zu ersetzen.

$$P_{EM,G,IZ,max,ioptr}(t) = -1,5 * P_{EM,N} * \{v_F(t) \geq v_{EM,N}\} - 1,5 * M_{EM,N} * \frac{2 * \pi * n_{EM,N}}{60 * 1000} * \frac{v_F(t)}{v_{EM,N}} * \{v_F(t) < v_{EM,N}\} \quad (5-45)$$

Bei maximaler Auslastung der E-Maschine ergibt sich die maximal rekuperierbare Leistung $P_{R,IZ,max,ioptr}$ für den Geschwindigkeitsverlauf $v_F(t)$, für die Leistung $P_{EM,G,SZ,max,ioptr}$ (Geschwindigkeitsverlauf $v_Z(t)$) ist der Index IZ durch SZ zu ersetzen. (Die dabei benötigte Leistung $P_{GE,SZ,S,Pot}$ kann aus Formel 5-41 gewonnen werden, wenn auch hier der Index IZ durch SZ ersetzt wird).

$$P_{R,IZ,max,ioptr}(t) = (P_{EM,G,IZ,max,ioptr}(t) * \{P_{GE,IZ,S,Pot}(t) < P_{EM,G,IZ,max,ioptr}(t)\}) + P_{GE,IZ,S,Pot}(t) * \{P_{GE,IZ,S,Pot}(t) \geq P_{EM,G,IZ,max,ioptr}(t)\} * \{P_{F,IZ}(t) < 0\} \quad (5-46)$$

Durch Integration ergeben sich die entsprechenden Rekuperationsenergien $E_{R,IZ,max,ioptr}$ und $E_{R,SZ,max,ioptr}$. Der Korrekturfaktor $K_{R,v}$ berücksichtigt die Abweichungen der rekuperierbaren Energie aufgrund der verschiedenen Geschwindigkeitsverläufe.

$$K_{R,v} = \frac{E_{R,SZ,max,ioptr}}{E_{R,IZ,max,ioptr}} \quad (5-47)$$

Da Geschwindigkeit und Fahrwiderstand multiplikativ in die Fahrleistung eingehen, ergibt sich der Korrekturfaktor für die Rekuperation aus dem Produkt beider Werte zu:

$$K_R = K_{R,v} * K_{R,LK} \quad (5-48)$$

Der Faktor K_R wird nun auf die am Prüfstand rekuperierte Energie angewendet. Unter der Annahme, dass die Wirkungsgrade, Getriebe, E-Maschine und Batterie und die Realisierungsgrade für die Rekuperation konstant bleiben, wird der Korrekturbetrag wie folgt errechnet.

$$\Delta E_{Ba,KR} = \eta_{Ba,R} * \eta_{EM,R} * (1 - K_R) * E_{EM,R} \quad (5-49)$$

Damit ergibt sich der korrigierte Ladezustand der Batterie zu:

$$\Delta E_{Ba,korr} = \Delta E_{Ba} + \Delta E_{Ba,KR} \quad (5-50)$$

zu 3.: Korrektur einer unausgeglichene Ladebilanz

Eine unausgeglichene Ladebilanz wird mit Hilfe des **Kraftstoff-Energie-Äquivalents (KEQ [g/kWh])** ausgeglichen. Das KEQ besagt, welcher Mehrverbrauch in g Kraftstoff pro zusätzlichem Energieinhalt in kWh in der Batterie entsteht, wenn die Ladebilanz durch Änderung der Leistungsgrenzen der Strategie und nochmaligem Durchfahren des Zyklus ausgeglichen wird. Je nach Zyklus, Ladezustand und Variation der Leistungsgrenzen variiert das Kraftstoffenergieäquivalent zwischen 250 und 300 g/kWh. Für die Bestimmung des Verbrauchs und die Abschätzungen von Verbrauchsanteilen und Potentialen wird durchgängig mit einem Kraftstoffenergie-Äquivalent von 275 g/kWh gearbeitet. Bei einer Ladebilanz von ΔE_{Ba} berechnet sich der Korrekturbetrag für den Kraftstoffverbrauch in Gramm zu:

$$\Delta m_{Kr,KLZ} = -KEQ * \Delta E_{Ba,korr} \quad (5-51)$$

5.2.3.2 Verbrauchsverhalten des Verbrennungsmotors am Prüfstand

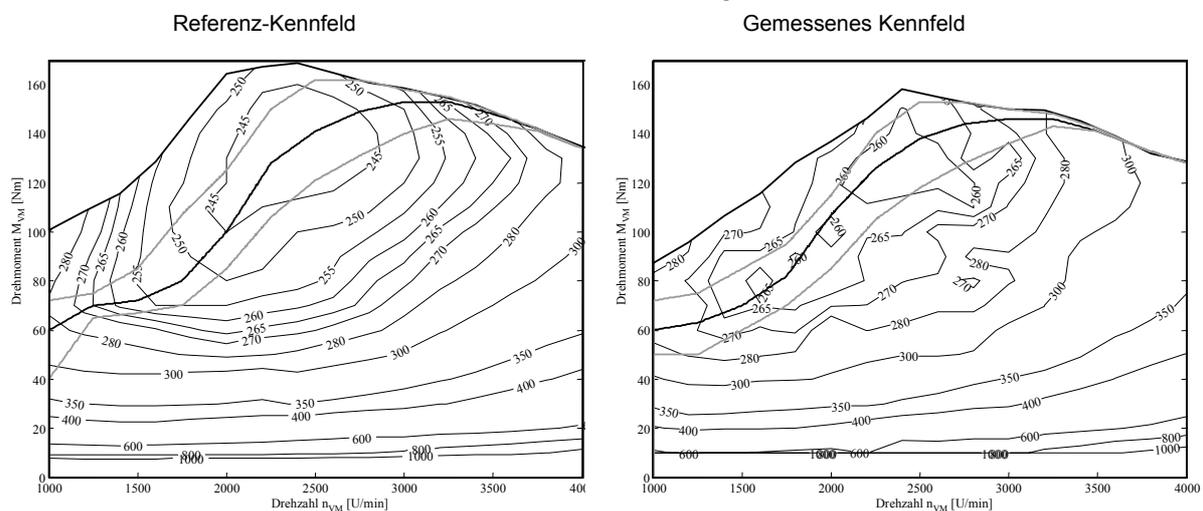


Bild 5-18: Vergleich der Motorkennfelder

Bild 5-18 zeigt das Referenz-Kennfeld (RF) des Herstellers und das bei 960 hPa am Prüfstand gemessene Kennfeld (KF). Neben Abweichungen bei dem maximalen Drehmoment (-9%) und der maximalen Leistung (-8%), gibt es eine Abweichung bei dem optimalen spezifischen Kraftstoffverbrauch be_{opt} von 7% (256 g/kWh anstatt von 240 g/kWh). Die Abweichung im spezifischen Verbrauch ist jedoch nicht im gesamten Kennfeld gleich groß. Insbesondere im Bereich um 10 kW, wo die meisten Betriebspunkte liegen, beträgt die Abweichung in etwa 3%. Da der örtliche Luftdruck um 960 hPa pendelt und vor allem auch die Form vom Referenz-Kennfeld abweicht, wurde auf eine Atmosphären-Korrektur verzichtet. Stattdessen wird der Mehrverbrauch rechnerisch aus beiden Kennfeldern ermittelt und vom gemessenen Verbrauch abgezogen. Dabei ergibt sich jedoch das Problem, dass die BOLs beider Kennfelder aufgrund der unterschiedlichen Kennfeldform andere Verläufe aufweisen. Damit kommen die Betriebspunkte, die auf die BOL des am Prüfstand aufgebauten Motors optimiert wurden, im Referenzkennfeld nicht optimal zu liegen. Unter der Annahme, dass beim Betrieb des Antriebsstrangs mit dem Referenz-Motor die Streuung der Betriebspunkte um die BOL gleich ausfällt, können die Betriebspunkte entlang der Hyperbeln konstanter Leistung auf die

BOL des Referenzmotors verschoben werden. Die BOL lässt sich als Funktion des Drehmoments von der Motordrehzahl darstellen.

$$M_{\text{Opt,KF}} = f_1(n_{\text{VM}}) ; M_{\text{Opt,RF}} = f_2(n_{\text{VM}}) \quad (5-52)$$

Damit lässt sich die korrigierte Betriebsführung berechnen:

$$K_{\text{RF}}(t) = \frac{M_{\text{opt,RF}}(n_{\text{VM}}(t))}{M_{\text{opt,KF}}(n_{\text{VM}}(t))} \quad (5-53)$$

Die korrigierte Betriebsführung ergibt sich damit zu:

$$M_{\text{VM,RF}}(t) = M_{\text{VM}}(t) * K_{\text{RF}}(t) ; n_{\text{VM,RF}}(t) = \frac{n_{\text{VM}}(t)}{K_{\text{RF}}(t)} \quad (5-54)$$

Mit der korrigierten Betriebsführung kann nun der Massenstrom aus dem Referenz-Kennfeld ermittelt und aufintegriert werden.

$$\dot{m}_{\text{Kr,TK,KF}} = \dot{m}_{\text{Kr,KF}}(M_{\text{VM}}(t), n_{\text{VM}}(t)) * \{Z_{\text{TK}} = 1\} \quad (5-55)$$

$$m_{\text{Kr,TK,RF}} = \int_0^T \dot{m}_{\text{Kr,TK,RF}}(M_{\text{VM}}(t), n_{\text{VM}}(t)) dt \quad (5-56)$$

Der Mehrverbrauch des am Prüfstand aufgestellten Motors gegenüber dem Referenzkennfeld ergibt sich damit zu:

$$\Delta m_{\text{Kr,KF-RF}} = m_{\text{Kr,TK,KF}} - m_{\text{Kr,TK,RF}} \quad (5-57)$$

5.2.3.3 Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs

Der volumetrische Kraftstoffverbrauch des Durchflussmessgeräts $V_{\text{Kr,PLU}}$ wird mittels der Kraftstoffdichte ρ_{Kr} in eine verbrauchte Kraftstoffmasse $m_{\text{Kr,PLU}}$ umgerechnet (**Bild 5-19**). Es wird kontrolliert, ob die volumetrische und die gravimetrische Kraftstoff-Verbrauchsmessungen im Bereich von $\pm 1\%$ zueinander passen. Der Verbrauchswert der Waage $m_{\text{Kr,W}}$ hat sich als zuverlässiger erwiesen und wird deshalb zur Verbrauchsbestimmung verwendet. Die aus dem gemessenen Massenströmsignal $m_{\text{Kr,PLU}}(t)$ gewonnenen Verbrauchswerte für den Start-Hochlauf $m_{\text{Kr,SH}}$ und den Nachlauf $m_{\text{Kr,NL}}$ des V-Motors werden zunächst vom Gesamtverbrauch $m_{\text{Kr,W}}$ abgezogen. Auf Basis des Kraftstoffverbrauchs $m_{\text{Kr,TK}}$ wird dann der Korrekturbetrag für die Abweichung der Fahrenergie im Zugbetrieb $\Delta m_{\text{Kr,KZ}}$ berechnet. Aus der Abweichung der rekuperierten Energie im Schubetrieb wird der Korrekturbetrag $\Delta E_{\text{Ba,KR}}$ für den Energieinhalt der Batterie berechnet. Auf Basis der korrigierten Ladebilanz $\Delta E_{\text{Ba,korr}}$ wird über das KEQ der Korrekturbetrag für die Ladebilanz $\Delta m_{\text{Kr,KLZ}}$ berechnet. Durch Addition der Korrekturbeträge für Ladebilanz und Zugbetrieb zum Kraftstoffverbrauch $m_{\text{Kr,TK}}$ und durch Subtraktion des Mehrverbrauchs des Verbrennungsmotors am Prüfstand $m_{\text{Kr,KF-RF}}$ ergibt sich der korrigierte Verbrauch $m_{\text{Kr,TK,korr}}$ für den zugekuppelten Betrieb des Motors.

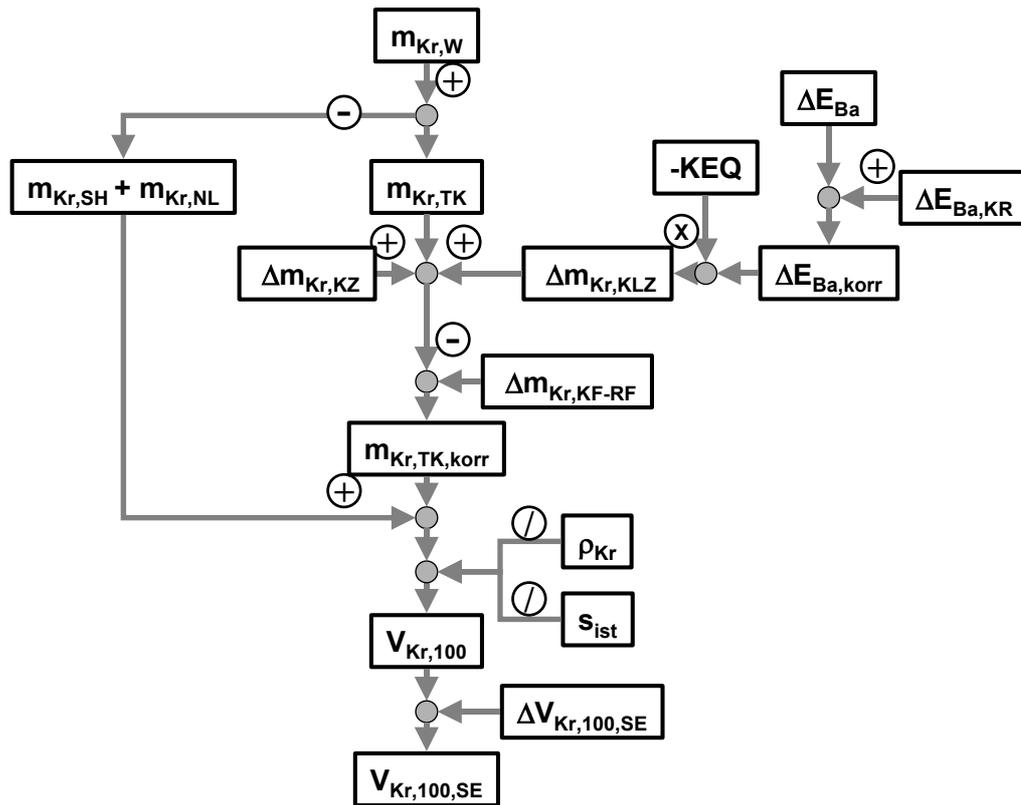


Bild 5-19: Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs

Durch erneutes Summieren des Start-Hochlauf- und Nachlaufverbrauchs und durch Division mit Kraftstoffdichte und gefahrenem Weg wird der unmittelbare Strecken-Verbrauch $V_{100,Kr}$ in Liter je 100 km berechnet. Anschließend wird der Kapazitätsverlust der Batterie durch Selbstentladung mit einem konstanten Korrekturbetrag $V_{Kr,100,SE}$ eingerechnet. Der Kraftstoffverbrauch kann sowohl für die TFM als auch die ASM ermittelt werden, indem die entsprechende Ladebilanz der Auswertung für TFM bzw. ASM zugrunde gelegt wird.

6 VERSUCHSPROGRAMM UND ERGEBNISSE

Im Sinne einer schnellen und guten Reproduzierbarkeit wurde zunächst mit warm gefahrenem Antriebsstrang (Getriebeöl > 55°C, Motoröl > 60°C) gemessen. Um die Verbrauchsaussage für den Betrieb entsprechend der Normzyklen zu bekommen, werden die Ergebnisse anschließend durch einzelne kalt gefahrene Zyklen ergänzt.

In den folgenden Kapiteln 6.1 und 6.2 wird zunächst je eine Messung eines NEFZ- und eines FTP72-Zyklus exemplarisch dargestellt und analysiert. Die Ergebnisse werden anschließend in Kapitel 6.3 übersichtlich zusammengefasst. Um den Einfluss der Leistungsgrenzen zu zeigen und die Ergebnisse auf eine breitere Basis zu stellen, werden anschließend Messreihen für die Zyklen ECE, EUDC, NEFZ und FTP72 präsentiert (Kapitel 6.4). In Kapitel 6.5 wird schließlich der Verbrauch des Autarken Hybrid am Prüfstand der Simulation gegenübergestellt.

6.1 Analyse eines NEFZ-Zyklus

6.1.1 Zyklusmessung im Überblick

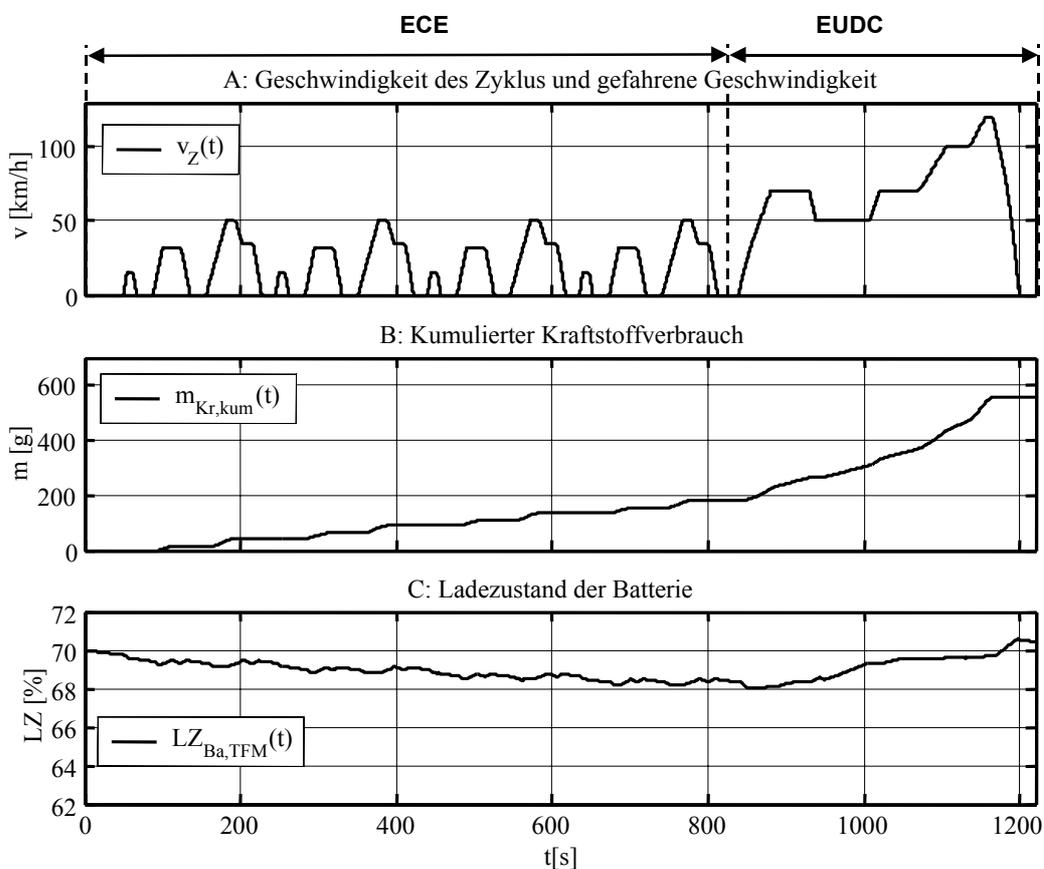


Bild 6-1: NEFZ – Geschwindigkeitsverlauf, Kraftstoffverbrauch und Ladezustand

Der NEFZ-Zyklus (**Bild 6-1, A**) dauert 1220 Sekunden und geht über eine Strecke von ca. 11 km. Die maximale Geschwindigkeit beträgt 120 km/h. Er setzt sich aus den Zyklen ECE (0-820 s) und EUDC (820-1220 s) zusammen. Der ECE besteht wiederum aus vier gleichartigen Teil-Zyklen, die jeweils ca. 195 Sekunden benötigen. Im Folgenden wird exemplarisch ein Zyklus-Messschrieb gezeigt und analysiert.

Bild 6-1, B zeigt den kumulierten Kraftstoffverbrauch $m_{Kr,kum}(t)$ und den Ladezustand $LZ(t)$ der Batterie. Nur ca. ein Drittel des Kraftstoffs wird im ECE verbraucht. Dafür weist der ECE eine negative Ladebilanz auf, die im EUDC wieder ausgeglichen wird. Der minimale Ladezustand liegt bei 68 %, d.h. es werden in diesem Zyklus nur 2 % der Batterie-Kapazität genutzt.

Die **Tabelle 6-1** zeigt die eingestellten Strategie-Parameter und die Versuchsbedingungen.

Leistungsgrenzen $P_{10} / P_{1u} / P_2$	5,0 / 4,0 / 10,3 kW
generatorische Leistung zur Ladeerhaltung P_{LM}	1,7 kW
Verstell-Strategie	Betrieb auf der BOL
Nachlaufzeit	0,5 s
minimale Verweilzeit in SYN	mind. 0,4 s
Starttemperaturen von Motor / Getriebe	70 / 50 °C
Temperatur und Dichte des Kraftstoffs	21 °C / 834 g/l
Raumtemperatur	22 °C

Tabelle 6-1: NEFZ – Versuchsparameter

Im Folgenden wird ein zeitlicher Ausschnitt betrachtet, der den letzten ECE-Subzyklus und den anschließenden EUDC-Zyklus ($t = 630 - 1220$ s, **Bild 6-2**) darstellt.

Bild 6-2, A zeigt die Verläufe der Zyklus-Geschwindigkeit $v_Z(t)$ und der gefahrenen Geschwindigkeit $v_F(t)$. Die hier zu sehende gute Übereinstimmung konnte für den gesamten Zyklus sichergestellt werden. Auch die Spitzengeschwindigkeit von 120 km/h wurde problemlos erreicht.

Bild 6-2, B zeigt die am Prüfstand gemessene Fahrleistung $P_F(t)$. Zum Vergleich wird die aus dem Zyklus berechnete Referenz-Leistung $P_{F,SZ}(t)$ dargestellt. Der synthetische Geschwindigkeitsverlauf $v_F(t)$ erzeugt ein synthetisches Leistungsprofil, dem der Antriebsstrang nicht unmittelbar folgen kann. Während im ECE maximal Leistungen von 18 kW auftreten und die meisten Leistungsanteile sogar unter 10,3 kW liegen, gehen die Leistungen im EUDC bis auf 45 kW.

Bild 6-2, C zeigt die Drehzahlen von Verbrennungsmotor $n_{VM}(t)$, Elektromotor $n_{EM}(t)$ und den Zustand der Trennkupplung $Z_{TK}(t)$ des Verbrennungsmotors. Unabhängig von der hinterlegten Variante der E-Maschine (ASM oder TFM) werden Drehzahl und Drehmoment immer auf die Eingangswelle des i^2 -Getriebes bezogen dargestellt. Sobald der V-Motor zugekuppelt ist (Z_{TK} ungleich 0), fallen die Drehzahlen von V- und E-Motor zusammen, da die beiden Motoren dann über die Getriebeeingangswelle fest verbunden sind.

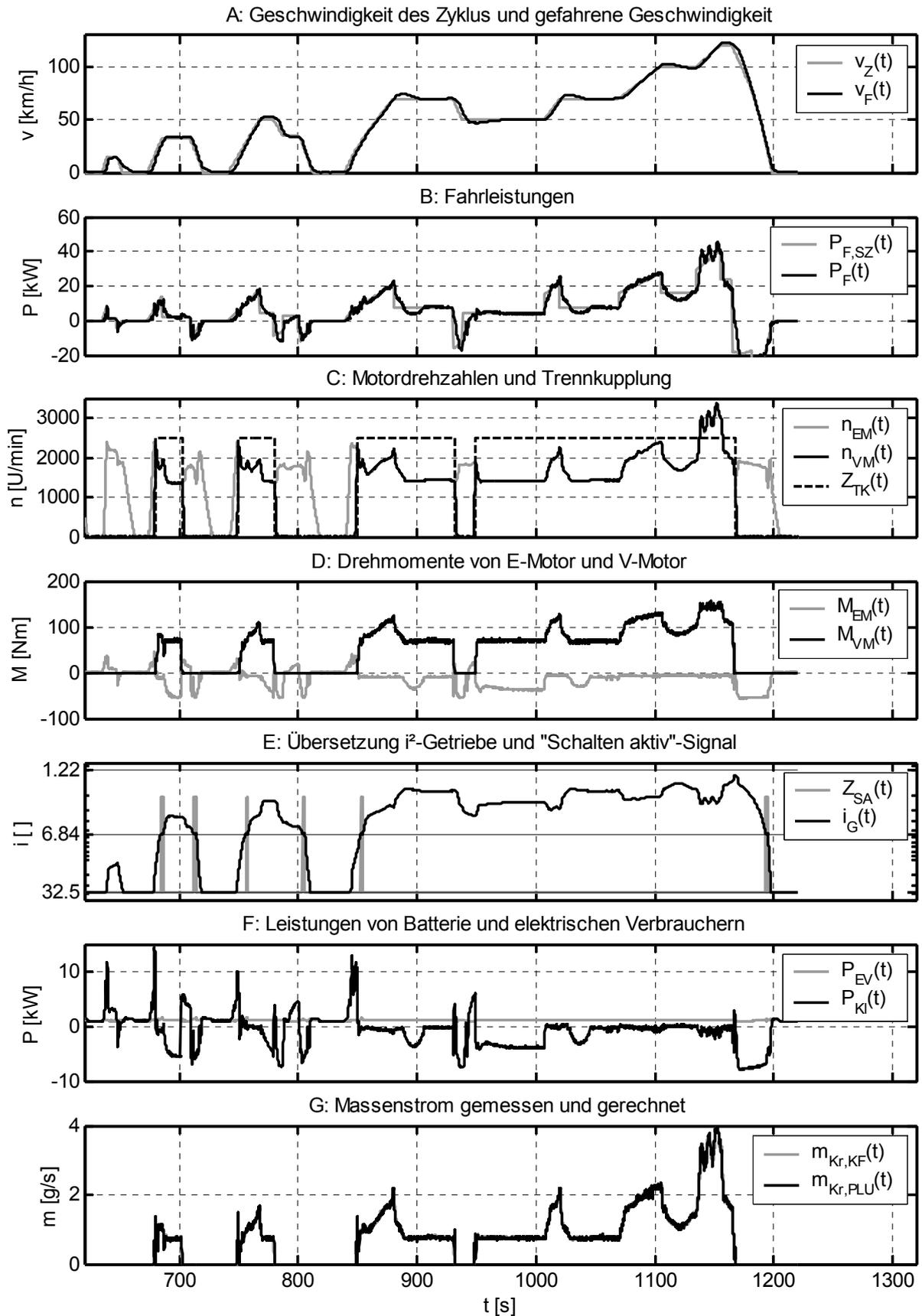


Bild 6-2: NEFZ – Zeitmessschrieb – Auszug 630-1220 Sekunden

Im **ECE** wird bei jedem Sub-Zyklus der erste Geschwindigkeitshügel elektrisch gefahren. Beim zweiten und dritten Geschwindigkeitshügel wird elektrisch angefahren, dann wird der Verbrennungsmotor gestartet und zugekuppelt. Ist das Geschwindigkeitsplateau erreicht, sinkt der Leistungsbedarf, der Verbrennungsmotor wird abgekuppelt und gestoppt. Danach wird die Drehzahl der E-Maschine in Richtung Nenndrehzahl angehoben. Im **EUDC** ist der Verbrennungsmotor bis auf kurze Phasen beim Anfahren und Rekuperieren immer aktiv.

Bild 6-2, D zeigt die Drehmomente von E-Motor $M_{EM}(t)$ und V-Motor $M_{VM}(t)$. Sobald der Verbrennungsmotor gestartet und zugekuppelt wird, geht der Elektromotor in den generatorischen Betrieb. Bei Antriebsleistungen über $P_2 = 10,3 \text{ kW}$ geht die E-Maschine in einen konstanten generatorischen Betrieb mit der Leistung P_{LM} zur Versorgung der elektrischen Verbraucher über.

Bild 6-2, E zeigt die Übersetzung des Getriebes $i_G(t)$ im logarithmischen Maßstab. Die Anfahrübersetzung $i_{Anf} = 32,5$ ist unten dargestellt, Verstellung ins Schnelle erfolgt nach oben. Der Synchronpunkt liegt bei $i_{SYN} = 6,84$ und die Endübersetzung liegt bei $i_{End} = 1,44$. Die Schaltvorgänge nach SYN hinein und aus SYN heraus werden durch Rechtecksimpulse des „Schalten-Aktiv“-Signals dargestellt Z_{SA} . Aktuell betragen die Schaltzeiten im Mittel $1,1 \text{ s}$ für das Hineinschalten in SYN und $0,6 \text{ Sekunden}$ für das Herausschalten aus SYN. Im ECE wird der erste Geschwindigkeitshügel komplett im V1-Bereich gefahren. Bei den anderen Geschwindigkeitshügeln findet je ein Schaltvorgang beim Beschleunigen und ein Schaltvorgang beim Verzögern statt, d.h. es werden insgesamt 18 Umschaltvorgänge durchgeführt. Je nach Leistungsanforderung und Betriebszustand findet der Umschaltvorgang zwischen 20 und 30 km/h statt.

Bild 6-2, F zeigt die Leistung an den Klemmen der Batterie $P_{KL}(t)$ (Entladeströme positiv) und der elektrischen Verbraucher $P_{EV}(t)$ inklusive Hydraulik und Nebenverbrauchern. Die elektrischen Verbraucher benötigen im Mittel $1,1 \text{ kW}$. Der elektrische Leistungsbedarf schwankt durch den veränderten Leistungsbedarf der Hydraulikpumpe zwischen $0,95$ und $1,73 \text{ kW}$, die bei höheren Drehmomenten und Verstellraten höhere Drücke überwinden muss. Die Entladeströme erreichen 15 kW , die Ladeströme 8 kW . Die niedrige maximale Ladeleistung von 8 kW ist beispielsweise damit zu verstehen, dass die TFM bei Überlastung bis 12 kW nur noch Wirkungsgrade von 80% bietet. Aufgrund der Drehmomente und Verstellung in der Rekuperation weist die Hydraulik einen entsprechend höheren Leistungsbedarf von ca. $1,6 \text{ kW}$ auf.

Bild 6-2, G zeigt den verbrauchten Kraftstoffmassenstrom des Verbrennungsmotors. Es werden Massenströme bis 4 g/s erreicht. Der aus dem Motorkennfeld ermittelte Massenstrom zeigt nur geringe Abweichungen.

Bild 6-3 präsentiert die Energie-Bilanz des NEFZ-Zyklus. Die Auswertung basiert auf der TFM.

Der gemessene Kraftstoffverbrauch $m_{Kr,W}$ beträgt 559 g . Mit den Leistungsgrenzen von $P_{1o} = 5,0 \text{ kW}$ bzw. $P_{1u} = 4,0 \text{ kW}$ und einer Nachlaufzeit $T_{NL} = 0,5 \text{ s}$ macht der Motor 10 Startvorgänge (Anz_{St}). Der kombinierte Start-Hochlauf-Verbrauch $m_{Kr,SH}$ beträgt 6 g , der Nachlaufverbrauch $m_{Kr,NL}$ nur 1 g . Im zugekuppelten Betrieb hat der V-Motor 552 g ($m_{Kr,TK}$) Kraftstoff verbraucht und eine mechanische Energie $E_{VM,Z}$ von $2,09 \text{ kWh}$ abgegeben.

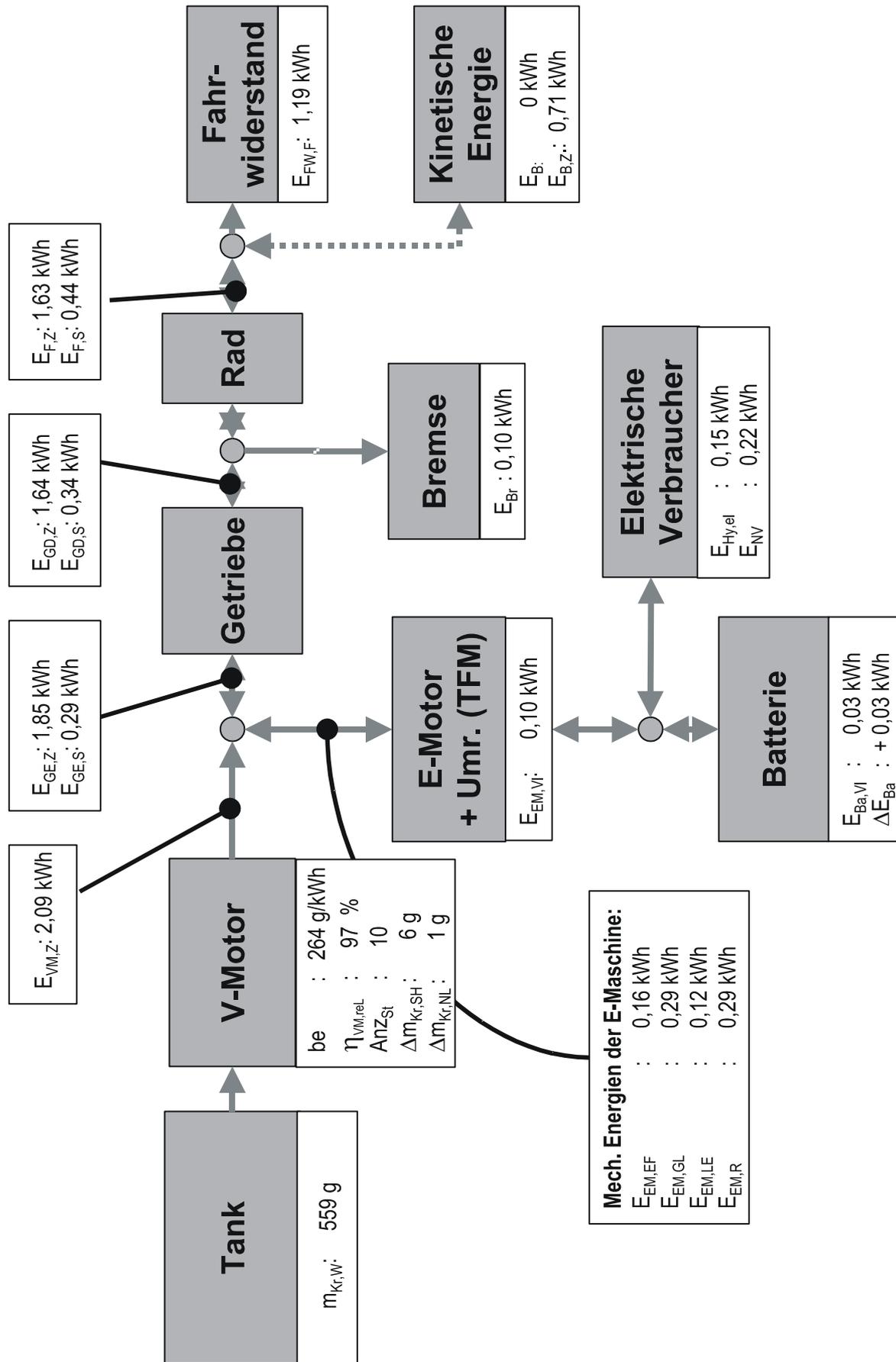


Bild 6-3: NEFZ – Energie-Bilanz

Durch die Lastanhebung ist es gelungen, den V-Motor mit einem spezifischen Verbrauch von 264 g/kWh zu betreiben. Bei einem optimalen spezifischen Verbrauch von $be_{opt} = 256$ g/kWh ergibt sich ein relativer Verbrennungsmotor-Wirkungsgrad $\eta_{VM,rel}$ von 97%.

Von der mechanischen Energie des V-Motors werden 0,41 kWh ($E_{EM,VG} = E_{EM,GL} + E_{EM,LE}$) von der E-Maschine generatorisch aufgenommen. Beim elektrischen Fahren werden 0,16 kWh ($E_{EM,EF}$) vom E-Motor abgegeben. Damit stehen im Zugbetrieb 1,85 kWh ($E_{GE,Z}$) als Antriebsenergie am Getriebeeingang zur Verfügung. Mit dem verwendeten Schlupfmodell für die Antriebsräder des Fahrzeugs wird die am Differential abgegebene mechanische Arbeit von 1,64 kWh ($E_{GD,Z}$) auf 1,63 kWh ($E_{F,Z}$) gemindert. Es wurde eine Fahrwiderstandenergie E_{FW} von 1,19 kWh erbracht. Die gesamte, in der Masse des Fahrzeugs zwischengespeicherte, kinetische Energie beläuft sich auf 0,71 kWh ($E_{B,Z}$). Im Schubbetrieb fließen 0,44 kWh ($E_{F,S}$) der kinetischen Energie zurück in den Antriebsstrang. Die Bremse dissipiert 0,10 kWh (E_{Br}), die restliche Energie 0,34 kWh ($E_{GD,S}$) fließt im Schubbetrieb durch das Getriebe zum E-Motor, wo 0,29 kWh ($E_{GE,S} = E_{EM,R}$) von der E-Maschine generatorisch aufgenommen werden. Der Elektromotor nimmt im generatorischen Betrieb insgesamt eine mechanische Energie von 0,70 kWh ($E_{EM,G}$) aus dem Antriebsstrang auf, wovon wiederum 0,16 kWh ($E_{EM,EF}$) mechanische Energie im elektrischen Betrieb zum Antrieb des Fahrzeugs verwendet werden.

Die Differenz von 0,54 kWh dient dazu, die Verluste von E-Maschine mit Umrichter von 0,10 kWh ($E_{EM,VI}$) und die Innenwiderstandsverluste der Batterie von 0,03 kWh ($E_{Ba,VI}$) zu decken, die elektrischen Verbraucher bestehend aus Hydraulik ($E_{Hy,el} = 0,15$ kWh) und Nebenverbrauchern ($E_{NV} = 0,22$ kWh) zu versorgen und die verbleibende Ladedifferenz ($\Delta E_{Ba} = +0,03$ kWh) in der Batterie zu erzeugen. Die Bestimmung des Streckenverbrauchs in l/100 km erfolgt in Kapitel 0.

6.1.2 Analyse von Betrieb und Wirkungsgrad

Ziel dieses Kapitels ist es, den Betrieb der Antriebsstrangkomponenten darzustellen, Abweichungen zum idealen Betrieb nach Strategie zu analysieren und zu bewerten. Im Rahmen der numerischen Auswertung werden die Differenzen zu Simulation und Betriebsstrategie quantifiziert und die Auswirkungen auf den Verbrauch bestimmt. Gleichzeitig werden Potentiale, auch wenn sie mit der aktuellen Betriebsstrategie bzw. der aktuellen Antriebsstrang-Konfiguration nicht umsetzbar sind, benannt und abgeschätzt.

6.1.2.1 *Geschwindigkeit, Fahrenergien*

Bild 6-4, A und B zeigt die gemessenen Verläufe von Geschwindigkeit $v_F(t)$ und Fahrleistung $P_F(t)$ jeweils im Vergleich zu den theoretischen Verläufen von Geschwindigkeit $v_Z(t)$ und Fahrleistung $P_{F,SZ}(t)$ des Zyklus. Sowohl im Geschwindigkeitsverlauf als auch bei den Fahrleistungen kann eine gute Übereinstimmung festgestellt werden.

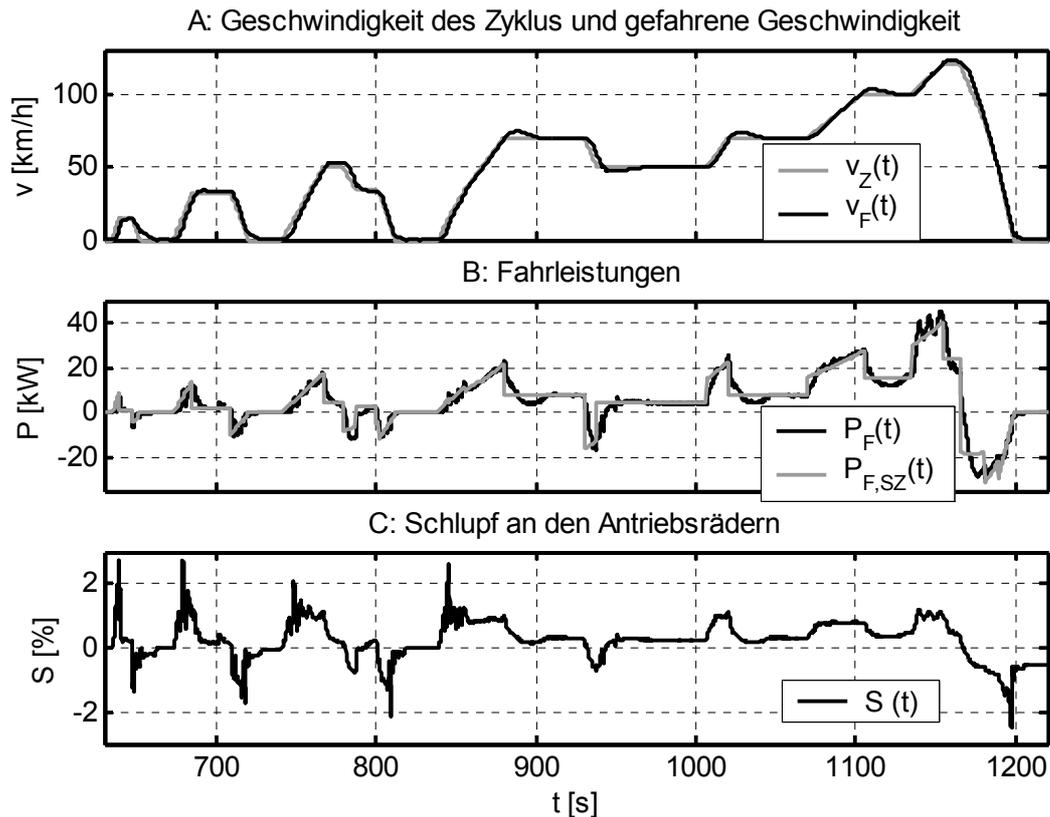


Bild 6-4: NEFZ – Geschwindigkeit, Fahrleistungen und Schlupf

Bild 6-4, C zeigt den Reifenschlupf $S(t)$ an den Antriebsrädern, der aufgrund der moderaten Beschleunigungen im NEFZ meist bei Werten unter 2 % liegt.

A: Zyklus und Referenzleistungen			
Zyklusstrecke	$s_{ges,SZ}$	10,963	km
Zyklusdauer	t_{SZ}	1220	s
Zeitanteil Stillstand / Zug / Schub	--	26/59/15	%
Fahrwiderstandsenergie entsprechend Zyklus, Fahrzeugdaten	$E_{FW,SZ}$	1,186	kWh
Anteile von Roll-/Luftwiderstand am Fahrwiderstand		62 / 38	%
Beschleunigungsenergie	$E_{B,SZ}$	0,610	kWh
Referenz-Fahrenergie im Zugbetrieb	$E_{F,SZ,Z}$	1,621	kWh
Referenz-Fahrenergie im Schubbetrieb	$E_{F,SZ,S}$	0,435	kWh
B: Gemessene Größen und Abweichungen			
Abweichung der Fahrenergie im Zugbetrieb	--	+0,25	%
Abweichung aus Geschwindigkeit / Fahrwiderstand		(+1,79/-1,52)	
Abweichung der Fahrenergie im Schubbetrieb	--	+0,69	%
Abweichung aus Geschwindigkeit / Fahrwiderstand		(0,0 / 0,69)	
Bremsenergie	E_{Br}	0,096	kWh
über die Strecke gemittelter Treibschlupf / Bremschlupf	S_T / S_B	0,5 / 0,6	%
energetisch gemittelter Rollreibungskoeffizient	f_r	0,0140	-

Tabelle 6-2: NEFZ – Zyklus, Fahrwiderstand und Fahrenergien

Tabelle 6-2, A zeigt allgemeine Daten zum NEFZ und Energien und Energieanteile, die sich aus der Referenz-Fahrleistung $P_{F,SZ}$ des Zyklus ergeben. Der Zyklus überwindet eine Strecke von 11 km und dauert ca. 20 Minuten. Von dieser Zeit ist ca. ein Drittel Stillstand, mehr als die Hälfte Zugbetrieb und nur 15 % Schubbetrieb. Es ist eine Fahrwiderstandsenergie E_{FW} von ca. 1,2 kWh zu überwinden, die sich aus ca. 60 % Rollwiderstand und 40 % Luftwiderstand zusammensetzt. Insgesamt wird im Zyklus eine Beschleunigungsenergie von 0,6 kWh in der Fahrzeugmasse zwischengespeichert. Die Fahrenergie im Zugbetrieb ergibt sich zu 1,6 kWh, im Schubbetrieb treiben 0,4 kWh in den Antriebsstrang zurück.

Tabelle 6-2, B zeigt die Abweichung der am Prüfstand gemessenen Fahrenergie in Zug- und Schubbetrieb gegenüber den aus dem Zyklus berechneten Referenzwerten ($E_{F,SZ,Z}$, $E_{F,SZ,S}$). Beide Werte liegen unter 1 %. Man sieht, dass die Einzelabweichungen aus Geschwindigkeitsverlauf und Fahrwiderstand in Zug- und Schubbetrieb zum Teil leicht über 1 % liegen, sich jedoch gegenseitig ausgleichen. Die Bremsenergie E_{Br} beträgt 0,1 kWh. Der energetisch gemittelte Wert für den Treibschlupf S_T liegt bei 0,5 %, der Bremsschlupf liegt etwas höher. Der geschwindigkeitsabhängige Rollwiderstandsbeiwert f_r ergibt sich im energetischen Mittel zu 0,014.

6.1.2.2 Getriebewirkungsgrad

Bild 6-5 zeigt zur Veranschaulichung der Lage der Betriebspunkte einen repräsentativen Schnitt durch das dreidimensionale Wirkungsgradkennfeld des Getriebes ($\eta_G(n_{GE}, M_{GE}, i_G)$) für eine Antriebsdrehzahl von 2000 U/min.

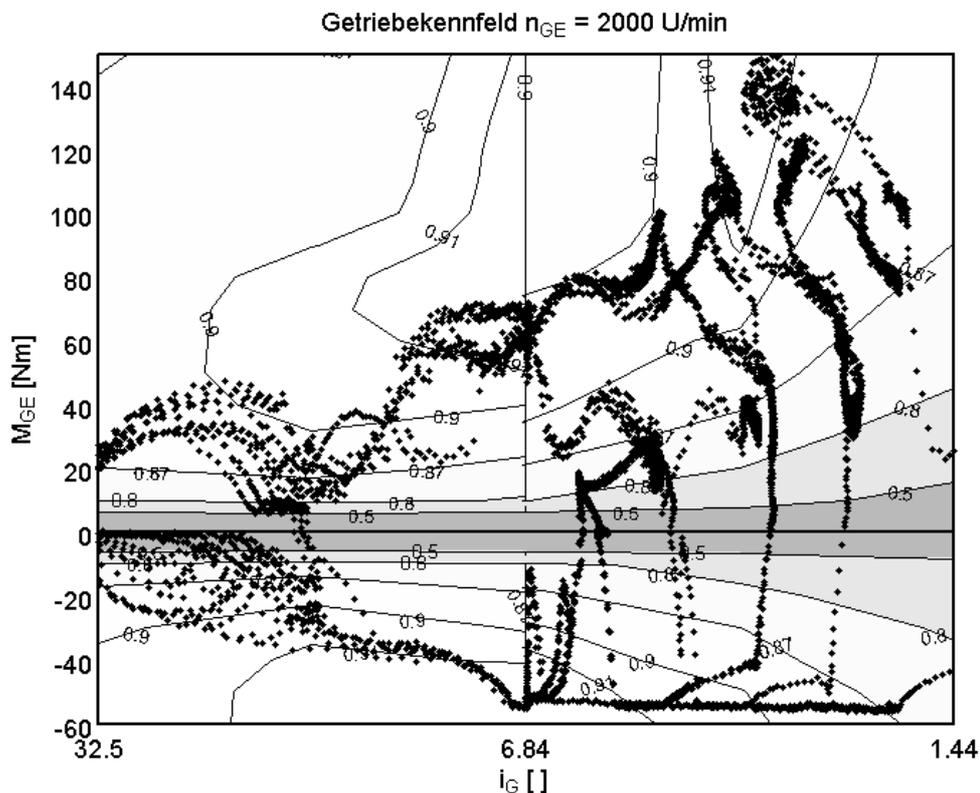


Bild 6-5: NEFZ – Betriebspunkte im Getriebekennfeld

In Drehmoment-Richtung verzeichnet das Kennfeld bis ca. 20 Nm große Anstiege im Wirkungsgrad. Die Übersetzung und vor allem die Drehzahl haben einen deutlich geringeren Einfluss. Der Großteil der Betriebspunkte liegt bei Wirkungsgraden von über 87 %. In diesen Bereichen finden aufgrund der großen Leistungen auch die großen Energieumsätze statt.

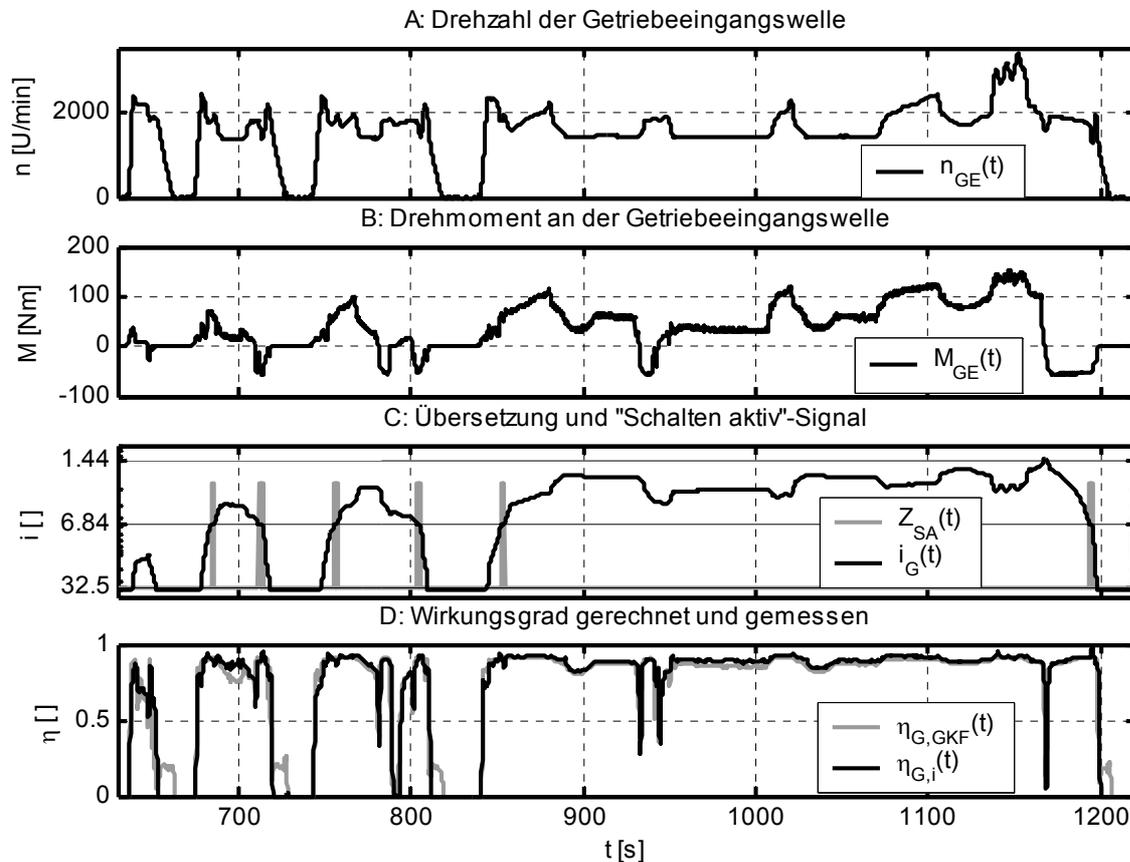


Bild 6-6: NEFZ – Getriebewirkungsgrad gerechnet und gemessen

Bild 6-6, A bis C zeigt die Zeitverläufe von Drehzahl und Drehmoment am Getriebeeingang und die Übersetzung des Getriebes. Die Werte für die Drehzahlen schwanken zwischen 0 und 3600 U/Min, wobei die meiste Zeit zwischen 1500 und 2500 U/min gefahren wird. Die Drehmomente schwanken zwischen -56 bis 152 Nm. Der Übersetzungsbereich wird bei 120 km/h für kurze Zeit voll ausgenutzt.

Bild 6-6, D zeigt die Zeitsignale von gerechnetem $\eta_{G,GKF}(t)$ und gemessenem Getriebe-Wirkungsgrad $\eta_{G,i}(t)$. Beide Signale zeigen angesichts der Sensibilität von Wirkungsgrad-Zeitverläufen, eine sehr gute Übereinstimmung.

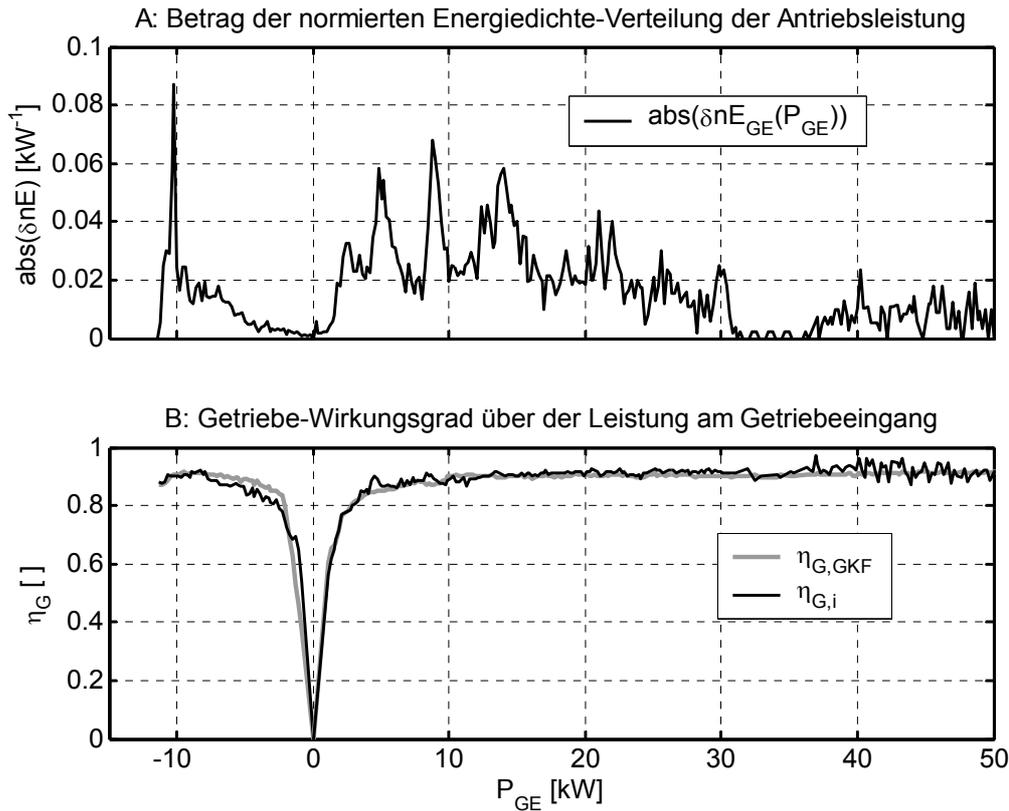


Bild 6-7: NEFZ – Energiedichte-Verteilung und Getriebewirkungsgrad

Bild 6-7, A zeigt den Betrag der normierte Energiedichte-Verteilung (Fläche = 1) der Antriebsleistung an der Getriebeeingangswelle $\delta nE_{GE}(P_{GE})$. Die Betragsfunktion „abs()“ wurde verwendet um eine negative Energiedichte im Diagramm zu vermeiden.

Bild 6-7, B zeigt die energetisch gemittelten Wirkungsgrad-Kurven $\eta_{G,i}(P_{GE})$ und $\eta_{G,GKF}(P_{GE})$ des Getriebewirkungsgrads $\eta_{G,i}$ und des aus dem Kennfeld bestimmten Wirkungsgrads $\eta_{G,GKF}$ über der Antriebsleistung. Erwartungsgemäß zeigt sich ein schneller Anstieg des Wirkungsgrads von Null auf ca. 90 % bei 10 kW. Ab 10 kW liegt der Getriebewirkungsgrad über 90 %. Es zeigt sich, sowohl im Zug- als auch im Schubetrieb, eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation.

Interessant ist, dass in dem Leistungsbereich von -3 kW bis $+3$ kW, der sich durch einen schlechten Getriebewirkungsgrad auszeichnet, kaum Energieumsatz stattfindet.

Bild 6-8, A zeigt die normierte Energiedichte-Verteilung der Antriebsleistung im Zug- und Schubetrieb über der Getriebeübersetzung ($\delta nE_{GE,Z}(i_G)$, $\delta nE_{GE,S}(i_G)$). Sowohl im Zug- als auch im Schubetrieb finden die wesentlichen Energieumsätze im V2-Bereich statt. Aufgrund der wesentlich geringeren Gesamtenergie und Aufenthaltsdauer im Schubetrieb, spielt der Synchronpunkt mit seiner nahezu konstanten Verweildauer während des Schaltvorgangs im Schubetrieb eine größere Rolle als im Zugbetrieb.

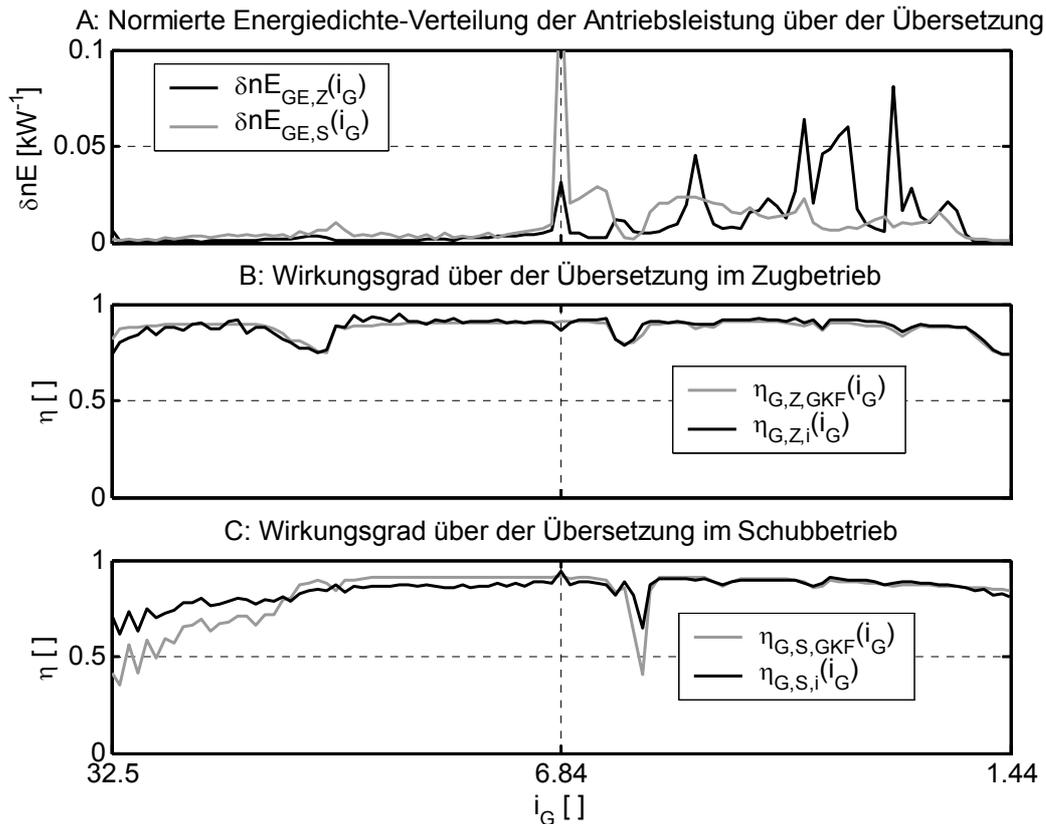


Bild 6-8: NEFZ – Getriebewirkungsgrad über der Übersetzung

Bild 6-8, B und C zeigt die energetisch gemittelten Wirkungsgrade über der Übersetzung. Vor allem im Zugbetrieb im V2-Bereich, der sich durch große Energieumsätze auszeichnet, passen gerechneter und gemessener Wirkungsgrad sehr gut zusammen. Im V1-Bereich zeigt sich im Zugbetrieb ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung. Im Schubbetrieb im V1-Bereich gehen die Kurven etwas auseinander, was vermutlich auf Ungenauigkeiten in der Messung durch geringen Leistungsumsatz (verstärktes Eingreifen der Bremse), schnelle Getriebeverstellung und Lastwechsel im Getriebe zurückzuführen ist.

Tabelle 6-3, A zeigt die An- und Abtriebsenergien $E_{GE,Z}$, $E_{GD,Z}$, $E_{GE,S}$ und $E_{GD,S}$ am Getriebe in Zug- und Schubbetrieb. Die effektiven Wirkungsgrade im Zug und Schubbetrieb ($\eta_{G,Z}$, $\eta_{G,S}$) ergeben sich bei einer Getriebeöltemperatur zwischen 50-60°C zu ca. 89 und 86 %.

Die aus den Messdaten ermittelten Wirkungsgrade $\eta_{G,Z,i}$ bzw. $\eta_{G,S,i}$ (**Tabelle 6-3, B**) zeigen dazu jeweils ca. 0,5 % bessere Werte. Im Vergleich mit den Werten aus dem Kennfeld $\eta_{G,Z,GKF}$ bzw. $\eta_{G,S,GKF}$ ergibt sich im Zugbetrieb ein um 0,8 % besserer und im Schubbetrieb 0,1 % schlechterer Wirkungsgrad. Damit ergibt sich beim realen Getriebe gegenüber dem Kennfeld der Simulation insgesamt eine Verbrauchsreduktion von ca. 0,05 l/100 km.

Für eine optimale Übersetzungsverstellung nach Strategie (**Tabelle 6-3, C**) ändert der Getriebewirkungsgrad sich im Zugbetrieb mit + 0,1 %, im Schubbetrieb wird er um 1 % schlechter. Der Einfluss auf den Verbrauch ist jedoch vernachlässigbar, da sich beide Einflüsse gegenseitig aufheben.

A: An-/Abtriebsenergien und effektiver Wirkungsgrad			
Energie an der Getriebeeingangswelle im Zugbetrieb	$E_{GE,Z}$	1,846	kWh
Energie am Getriebedifferential im Zugbetrieb	$E_{GD,Z}$	1,638	kWh
Energie an der Getriebeeingangswelle im Schubbetrieb	$E_{GE,S}$	0,290	kWh
Energie am Getriebedifferential im Schubbetrieb	$E_{GD,S}$	0,338	kWh
effektiver Wirkungsgrad im Zugbetrieb	$\eta_{G,Z}$	88,7	%
effektiver Wirkungsgrad im Schubbetrieb	$\eta_{G,S}$	85,8	%
B: Vergleich mit Getriebekennfeld (GKF)			
Wirkungsgrad im Zugbetrieb	$\eta_{G,Z,i}$	89,1	%
Wirkungsgrad im Zugbetrieb aus Getriebekennfeld	$\eta_{G,Z,GKF}$	88,3	%
Wirkungsgrad im Schubbetrieb	$\eta_{G,S,i}$	86,2	%
Wirkungsgrad im Schubbetrieb aus Getriebekennfeld	$\eta_{G,S,GKF}$	86,3	%
Mehrverbrauch gegenüber Kennfeld im Zugbetrieb	$\Delta V_{100,GKF,Z}$	-0,048	l/100 km
Mehrverbrauch gegenüber Kennfeld im Schubbetrieb	$\Delta V_{100,GKF,S}$	+0,001	l/100 km
C: Wirkungsgrad bei optimaler Übersetzung (i_{opt})			
Wirkungsgrad im Zugbetrieb bei optimaler Übersetzung	$\eta_{G,Z,GKF,ioptr}$	88,4	%
Wirkungsgrad im Schubbetrieb bei optimaler Übersetzung	$\eta_{G,S,GKF,ioptr}$	85,3	%
Mehrverbrauch gegenüber opt. Übersetzung im Zugbetrieb	$\Delta V_{100,G,ioptr,Z}$	+ 0,006	l/100 km
Mehrverbrauch gegenüber opt. Übersetzung im Schubbetr.	$\Delta V_{100,G,ioptr,S}$	- 0,007	l/100 km

Tabelle 6-3: NEFZ – Ergebnisse der Analyse des Getriebewirkungsgrads

6.1.2.3 Übersetzungsverstellung

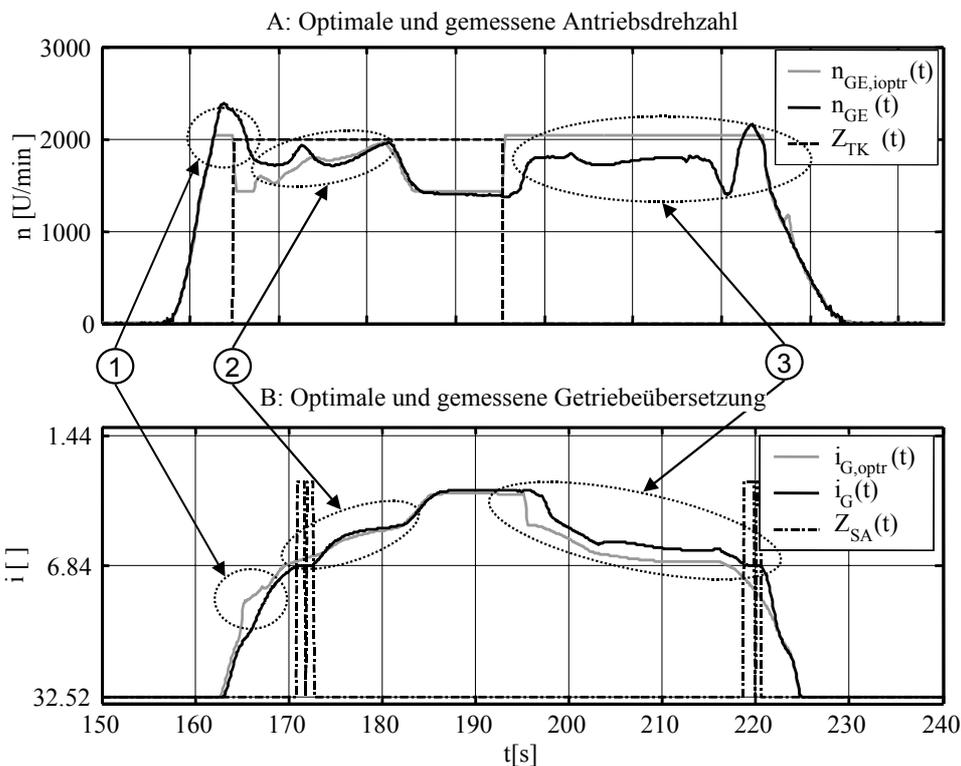


Bild 6-9: NEFZ – Gemessene und optimale Getriebeverstellung

Bild 6-9 zeigt an einem Ausschnitt ($t = 150$ bis 240 s) des Zyklus die gemessene und die optimale Drehzahl am Getriebeeingang (n_{GE} , $n_{GE,ioptr}$), den Zustand der Trennkupplung (Z_{TK}) (**A**) und die entsprechenden Übersetzungen (**B**).

Abweichungen von der optimalen Drehzahl bzw. Übersetzung zeigen sich für den elektromotorischen Betrieb im V1-Bereich (1), den Betrieb mit V-Motor im V1-Bereich (2) und den elektromotorischen Betrieb im V2-Bereich (3). Während es sich bei (1) und (2) um dynamische Vorgänge handelt, handelt es sich bei (3) um eine bleibende Regelabweichung. Die Übersetzung im V2-Bereich mit V-Motor wird dagegen sehr gut eingeregelt.

Bild 6-10 zeigt das so genannte iv-Diagramm, das die Übersetzung über der Geschwindigkeit im doppelt-logarithmischen Maßstab anträgt. Neben den Linien konstanter Antriebsdrehzahlen ($n_{GE} = 1000, \dots, 5000$ U/min) werden die BOL (1) des Verbrennungsmotors, die Nennbetriebslinie des Elektromotors ($n_{EM,N} = 2037$ U/min) (2) und die Betriebstrajektorien des Getriebes im Betrieb mit und ohne Verbrennungsmotor dargestellt. Die dargestellte BOL gilt für den Betrieb mit konstanter Geschwindigkeit. Aufgrund der Betriebsstrategie stellt sich die BOL bis ca. 85 km/h als Gerade bei $n = 1400$ U/min dar. Erst dann wird die Leistungsgrenze P_2 überschritten und die Drehzahl des V-Motors angehoben.

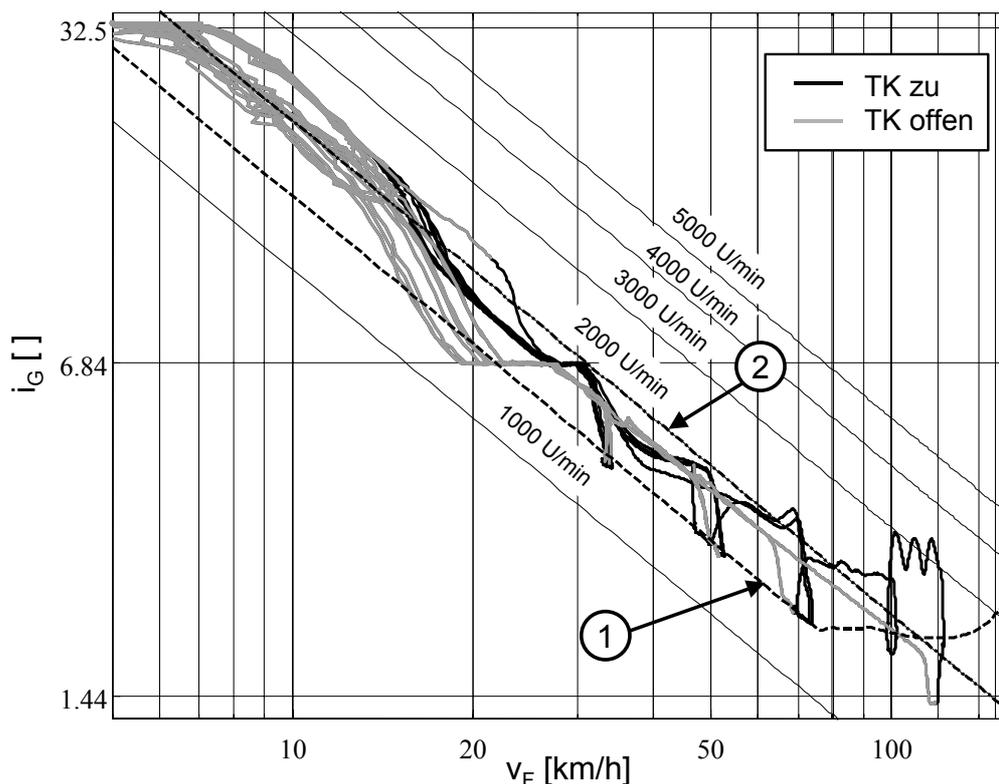


Bild 6-10: NEFZ – Übersetzungsverstellung im iv-Diagramm (doppelt-logarithmisch)

Entsprechend dem meist befahrenen Drehzahlbereich zwischen 1400 bis 2000 U/min pendelt das Übersetzungssignal zwischen BOL und der Nennbetriebslinie des E-Motors. Der Umschaltvorgang findet zwischen 20 - 30 km/h statt.

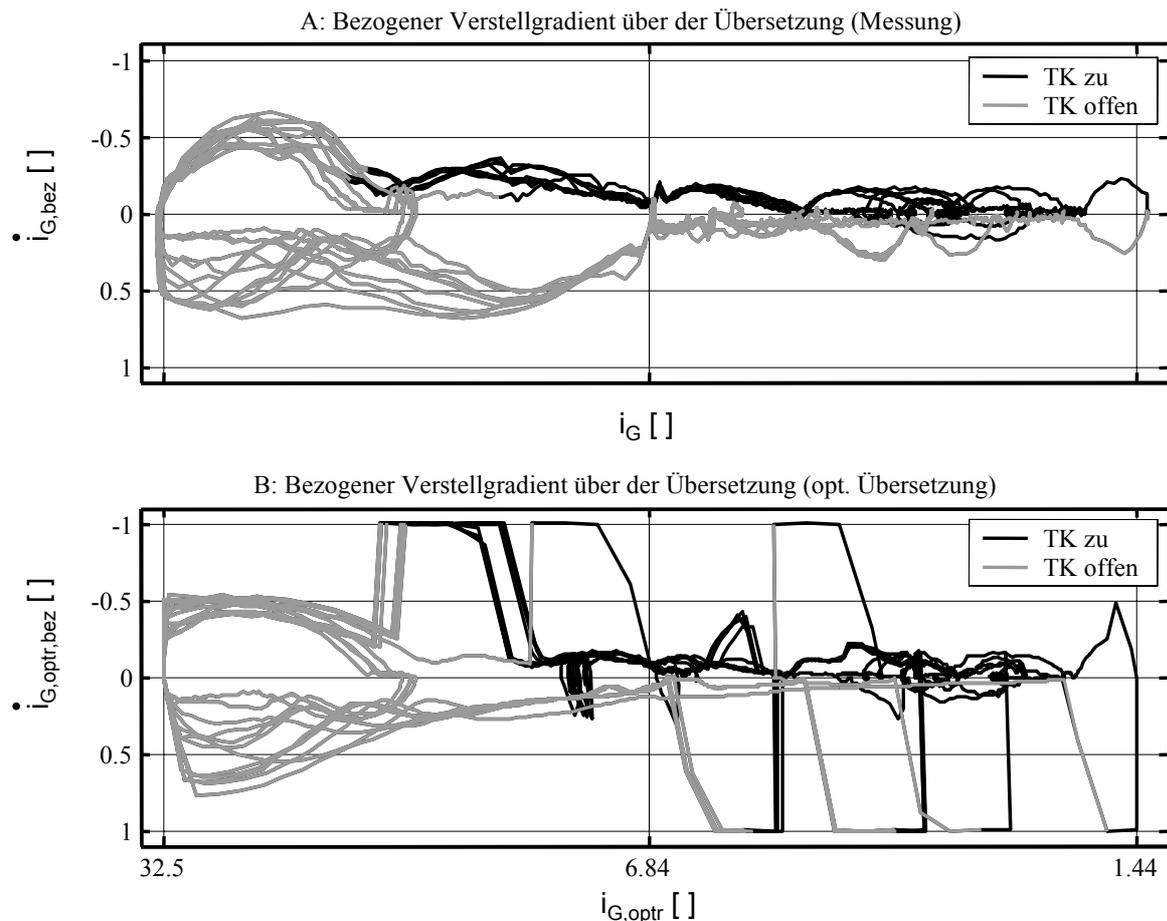


Bild 6-11: NEFZ – Bezogene Verstellgeschwindigkeit über der Übersetzung

Bild 6-11 zeigt den bezogenen Übersetzungsgradient $i_{G,bez}(t)$, angetragen über der Übersetzung des Getriebes $i_G(t)$. Diese Darstellung zeigt, bei welchen Übersetzungen welche Verstellgeschwindigkeiten gemessen wurden (**A**), und welche Verstellgradienten beim Betrieb mit der optimalen Übersetzung auftreten würden (**B**). Negative Verstellgradienten werden nach oben angetragen, damit die Verstellungen beim Beschleunigen (ins Schnelle) einen Ausschlag nach oben ergeben.

Hohe Verstellgradienten finden sich in Messung und Rechnung beim Anfahren im V1-Bereich bei niedrigen Übersetzungen. Während die optimale Übersetzung mit Verstellraten um $-0,5 \text{ s}^{-1}$ beginnt, wird am Prüfstand zunächst mit geringen Gradienten von der Anfahrstellung weggesteuert, da hier schnell hohe dynamische Drehmomente am Abtrieb entstehen. In Folge treten dann höhere Gradienten von $-0,7 \text{ 1/s}$ auf, um den Elektromotor, der inzwischen über der Nenndrehzahl betrieben wird, wieder in Richtung der Nenndrehzahl zu regeln.

Beim anschließenden Zukuppeln des Verbrennungsmotors fordert die Strategie eine Absenkung der Drehzahl von 2000 U/min auf z. B. 1400 U/min . In der optimalen Übersetzung treten an diesen Stellen Verstellvorgänge mit maximaler Verstellrate auf. Die gemessene Übersetzung zeigt dagegen ein kontinuierliches Verstellen mit Verstellraten von $-0,3$ bis $-0,2 \text{ s}^{-1}$, was bedeutet, dass in dieser Situation ein langsames Einregeln der optimalen Drehzahl stattfindet, was den Beobachtungen in Bezug auf Platzierung der Verbrennungsmotor-Betriebspunkte im V1-Bereich (Bild 6-13) korrespondiert.

Beim Betrieb im V2-Bereich sind in der Messung nur kleine Verstellraten von unter $\pm 0,2$ 1/s zu sehen. Die optimale Übersetzung zeigt im V2-Bereich vereinzelt höhere Verstellraten von $\pm 0,4$ 1/s, bestätigt jedoch, dass der Verstellbedarf im V2-Bereich im NEFZ geringer ist als im V1-Bereich. Ausnahme stellt auch hier das Zu- und Abkuppeln des Dieselmotors dar, wo bei optimaler Verstellung wiederum maximale Verstellraten zu sehen sind.

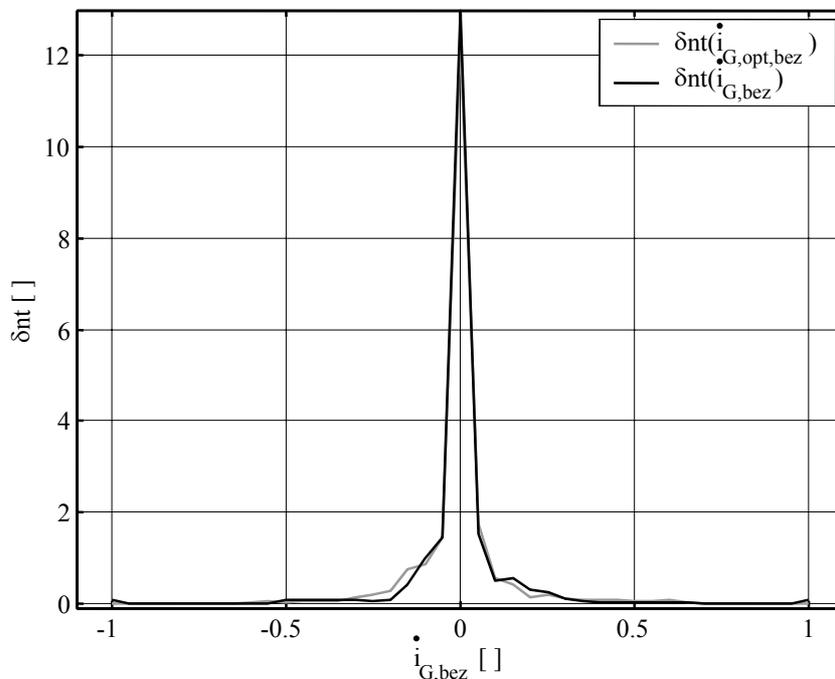


Bild 6-12: NEFZ – Wahrscheinlichkeitsdichte der Verstellgeschwindigkeit

Bild 6-12 zeigt die normierte Wahrscheinlichkeitsdichte (Fläche entspricht Zeitanteilen) des bezogenen Verstellgradienten für die gemessene und die optimale Übersetzung. Stillstandszeiten wurden von der Auswertung ausgenommen. Ca. 80 % der Zeit ist die Verstellrate unter $\pm 0,05$ 1/s. Dies zeigt sich für beide Übersetzungen. Von $\pm 0,05$ bis $\pm 0,4$ 1/s zeigen sich in beiden Verteilungen leichte Unterschiede. Die Verstellungen mit höheren Verstellraten zeigen kaum Anteile. Das bedeutet, dass die höhere Dynamik bei optimaler Verstellung zeitan-teilmäßig kaum ins Gewicht fällt, was für den Energiebedarf der Konstantstromhydraulik bei Verstellvorgängen letztlich ausschlaggebend ist.

6.1.2.4 Verbrennungsmotor

Bild 6-13 stellt die Betriebspunkte im Kennfeld des Verbrennungsmotors dar. Um die Lage der Betriebspunkte besser beurteilen zu können, sind die BOL (1) mit Grenzkurven für 1 % Mehrverbrauch (2) und die Leistungshyperbel der Leistungsgrenze P_2 (3) eingezeichnet. Pro Zeitschritt (0,1 Sekunden) wird ein Betriebspunkt in das Kennfeld eingetragen.

Die meisten Betriebspunkte liegen, nahe der BOL, innerhalb von 1 %-Grenzkurven (4). Aufgrund der Betriebsstrategie ergibt sich am Schnittpunkt der Leistungshyperbel von P_2 mit der BOL eine Häufung von Betriebspunkten (5) (besser in Bild 6-16 (1) zu erkennen). Unterhalb der Leistungsgrenze P_2 sind entgegen der Strategie ebenfalls Betriebspunkte zu finden. Diese resultieren aus dem Betriebswechsel mit Zu- bzw. Abkuppeln des Verbrennungsmotors.

Besonders der Lastaufbau (6) und der folgende CVT-Verstellvorgang (7), der stattfindet, um den Verbrennungsmotor auf optimale Drehzahl zu bringen, benötigen Zeit und verursachen Betriebspunkte, die deutlich von der Strategie abweichen.

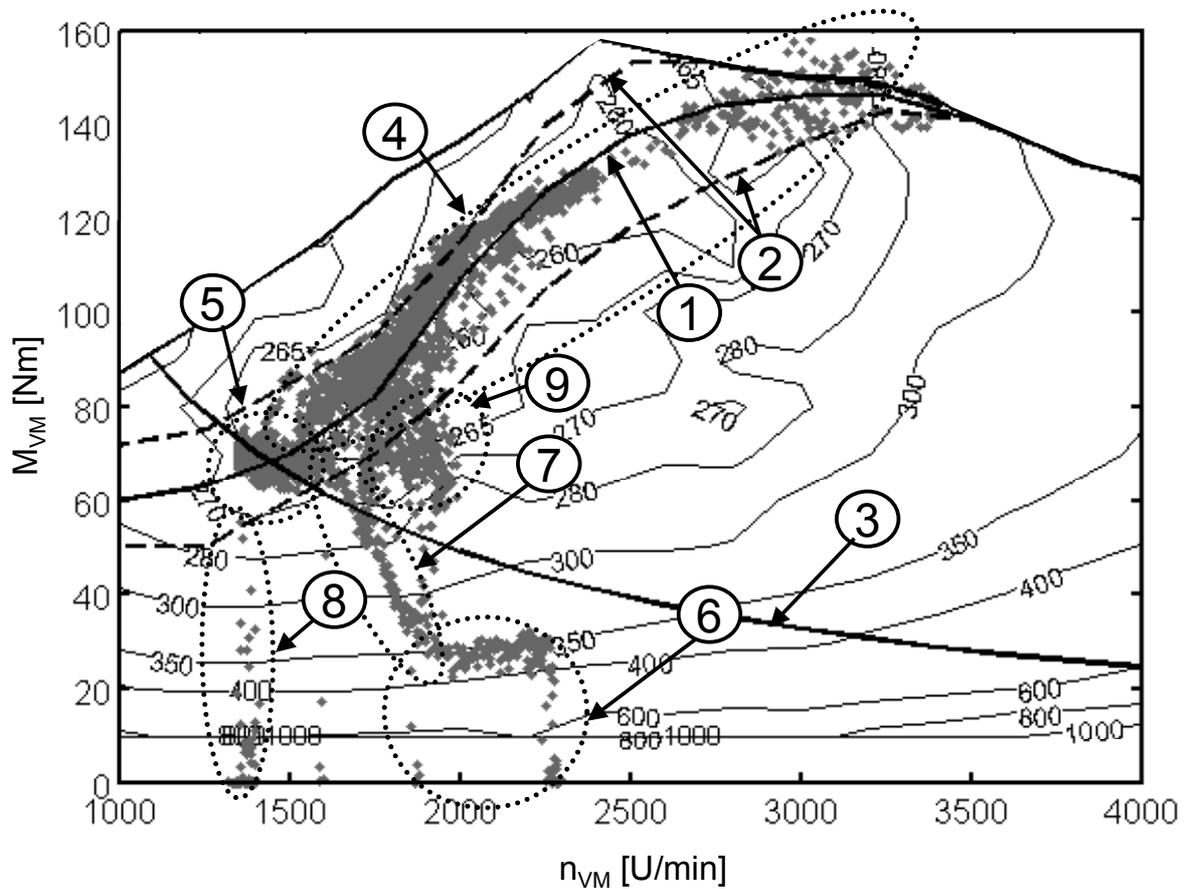


Bild 6-13: NEFZ – Betriebspunkte des Verbrennungsmotors

Auch beim Abkuppeln des Dieselmotors entstehen unerwünschte Betriebspunkte (8), die aufgrund des schnelleren Lastabbaus in ihrer Anzahl geringer ausfallen. Der Umschaltvorgang führt ebenfalls zu Betriebspunkten, die von der BOL abweichen, da während des Umschaltvorgangs die Übersetzung nicht verstellbar werden kann. Diese Betriebspunkte häufen sich in einem charakteristischen Bereich (9). Die Abweichung dieser Betriebspunkte von der BOL ist jedoch gering.

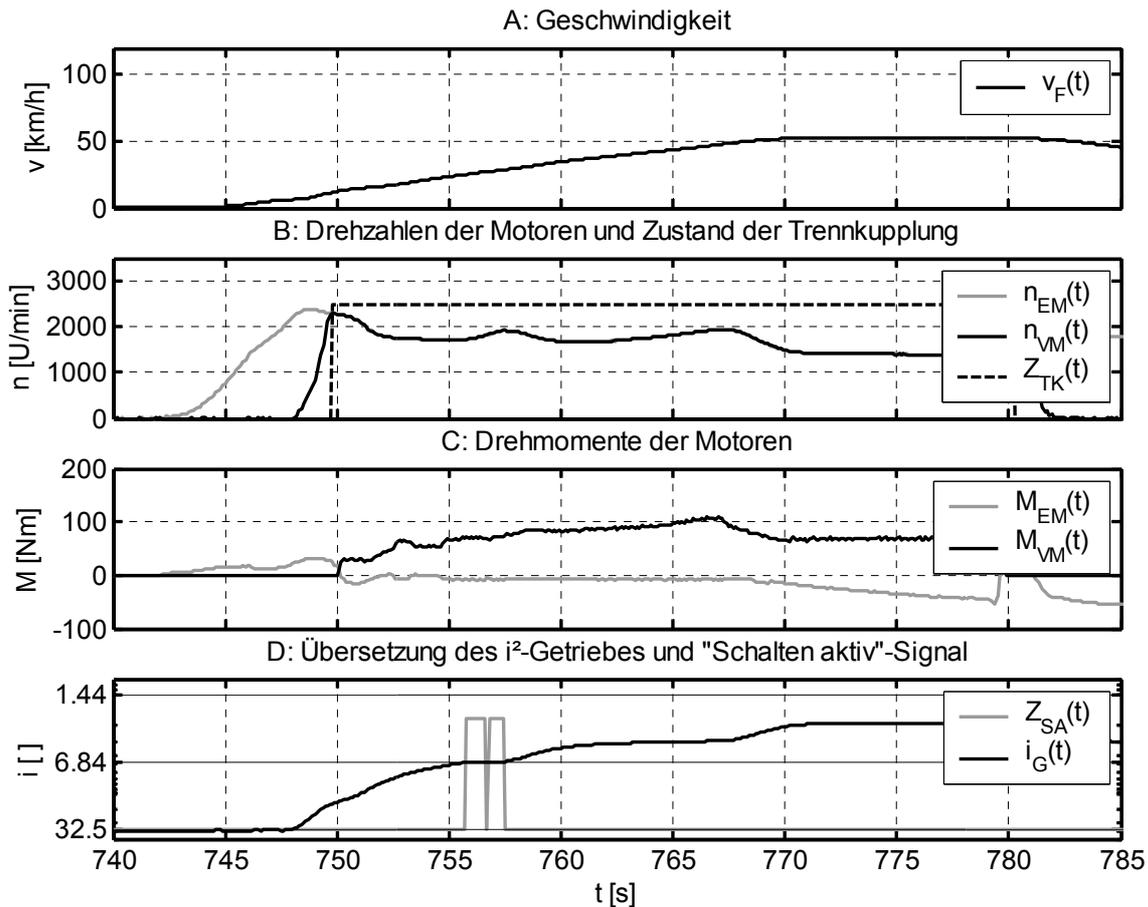


Bild 6-14: NEFZ – Beschleunigungsvorgang von 0 bis 50 km/h

Um das Entstehen der Betriebspunkte zu veranschaulichen wird ein typischer Beschleunigungsvorgang betrachtet. **Bild 6-14** zeigt die Fahrzeuggeschwindigkeit, Drehzahl und Drehmoment von E-Motor und V-Motor und die Übersetzung des Getriebes. **Bild 6-15** zeigt die Betriebspunkte des Verbrennungsmotors im Kennfeld. Die Betriebspunkte während des Umschaltvorgangs sind grau hervorgehoben. Es lassen sich folgende Bereiche erkennen.

- Einkuppeln und Lastaufbau am Dieselmotor (1)
- CVT-Verstellung und Aufbringen der generatorischen Last (2, 3)
- Umschaltvorgang (4)
- Betrieb auf der BOL (5)
- Betrieb auf der BOL mit Leistung P_2 (6)
- Lastabbau und Auskuppeln (7)

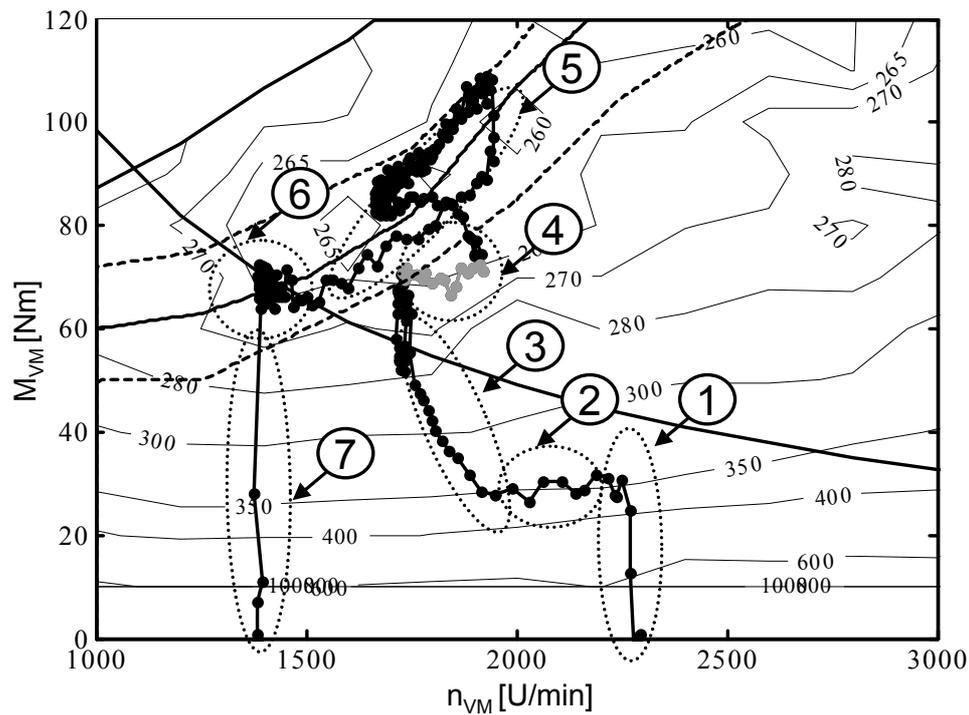


Bild 6-15: NEFZ – Beschleunigung von 0 bis 50 km/h - Betriebstrajektorie des V-Motors

Bild 6-16 zeigt die Verteilung des Kraftstoffverbrauchs im Motorkennfeld. Für jede Flächeneinheit des Motorkennfelds wird der Kraftstoffverbrauch in Gramm berechnet und auf die Fläche bezogen.

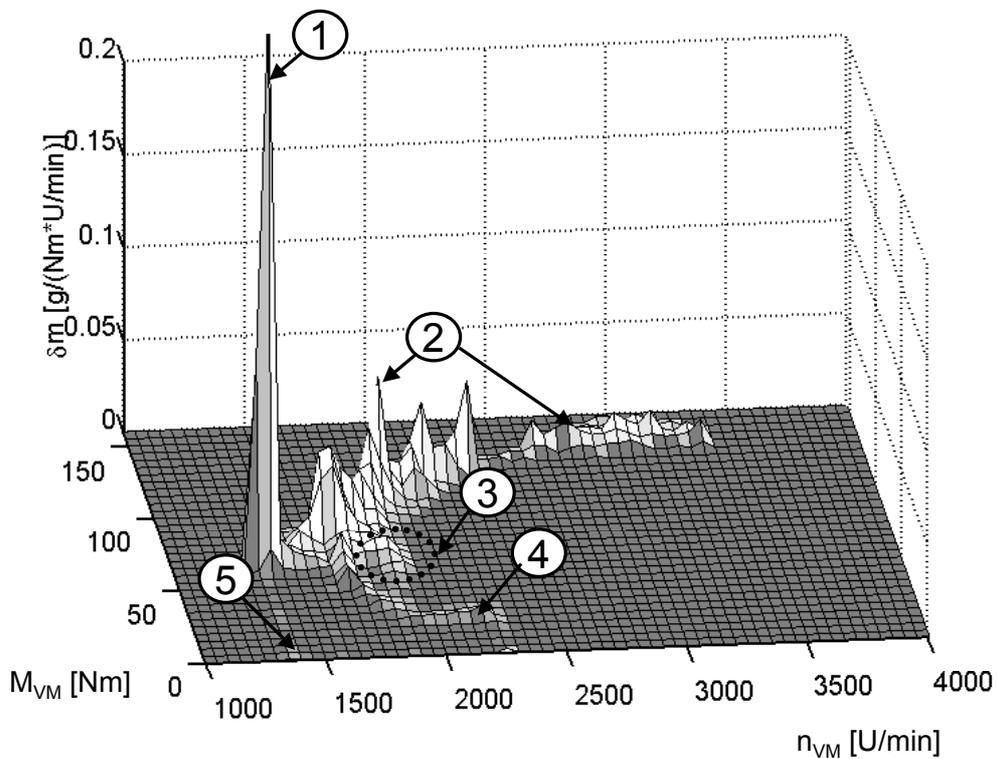


Bild 6-16: NEFZ – Verteilung des Kraftstoffverbrauchs im Motorkennfeld

Der Betrieb des Motors auf der BOL an der Leistungsgrenze P_2 (1) hat die höchste Verbrauchsdichte. Mit nicht so hoher Verbrauchsdichte, aber in der Kraftstoffmenge größer, folgt der Verbrauch auf der BOL oberhalb von P_2 (2). Streuende Betriebspunkte durch den Umschaltvorgang des Getriebes (3) und Startvorgang des Verbrennungsmotors (4) führen nur zu sehr kleinen Verbrauchsanteilen. Der Verbrauch beim Abkuppeln des Motors (5) lässt sich kaum erkennen.

A. Prüfstandsmotor im Vergleich mit Kennfeld			
abgegebene Energie	$E_{VM,TK}$	2,092	kWh
gemessener Kraftstoffverbrauch im zugekuppelten Betrieb	$m_{Kr,TK}$	552,0	g
relativer VM-Wirkungsgrad	$\eta_{VM,rel}$	97,0	%
relativer VM-Wirkungsgrad aus Kennfeld	$\eta_{VM,rel,KF}$	96,7	%
Mehrverbrauch gegenüber dem Kennfeld	$\Delta V_{100,VM,KF}$	- 0,020	l/100 km
B: Ideale Betriebsführung auf der BOL			
relativer VM-Wirkungsgrad aus BOL	$\eta_{VM,rel,BOL}$	97,7	%
Realisierungsgrad „Betrieb auf der BOL“	$R_{VM,BOL}$	99,0	%
Mehrverbrauch gegenüber idealem Betrieb	$\Delta V_{100,VM,BOL}$	+ 0,056	l/100 km
C: Vergleich mit Referenz-Motor			
relativer VM-Wirkungsgrad aus BOL	$\eta_{VM,rel,RBOL}$	95,1	%

Tabelle 6-4: NEFZ – Ergebnisse der Analyse des Verbrennungsmotor-Betriebs

Tabelle 6-4, A zeigt, dass der Verbrennungsmotor in der Messung einen um 1 % höheren relativen Wirkungsgrad ($\eta_{VM,rel}$) aufweist, als nach Kennfeld berechnet ($\eta_{VM,rel,KF}$). Dies entspricht einem geringen Verbrauchsvorteil von 0,02 l/100 km.

Der aus dem Kennfeld ermittelte relative V-Motor-Wirkungsgrad ($\eta_{VM,rel,KF}$) liegt, trotz der in Bild 6-13 streuender Betriebspunkte, nur 1 % unter dem theoretisch möglichen Wert beim idealen Betrieb auf der BOL ($\eta_{VM,rel,BOL}$) (**Tabelle 6-4, B**). Damit konnte der theoretisch mögliche Wirkungsgrad beim Betrieb auf der BOL zu 99 % realisiert werden.

Beim rechnerischen Vergleich mit der BOL des Referenz-Motors (**Tabelle 6-4, C**) zeigt sich, dass nur 95,1 % ($\eta_{VM,rel,RBOL}$) relativer V-Motor-Wirkungsgrad erreicht worden wären. Bei dem am Prüfstand aufgebauten V-Motor sind aufgrund seiner Kennfeldform (Abflachung im Bereich des Bestpunktes) höhere relative Wirkungsgrade zu realisieren.

6.1.2.5 E-Maschine

Bild 6-17 zeigt die Betriebspunkte des E-Motors, unterschieden nach Betrieb mit und ohne V-Motor (TK geschlossen bzw. offen), dargestellt im Kennfeld der TFM. Die meisten Betriebspunkte liegen in einem Bereich zwischen der Nenndrehzahl von 2000 U/min und einer Drehzahl von 1400 U/min, die sich über die Leistung P_2 aus der BOL als optimale Drehzahl des Verbrennungsmotors ergibt. Dabei fällt auf, dass auch Betriebspunkte ohne Verbrennungsmotor unterhalb der Nenndrehzahl liegen.

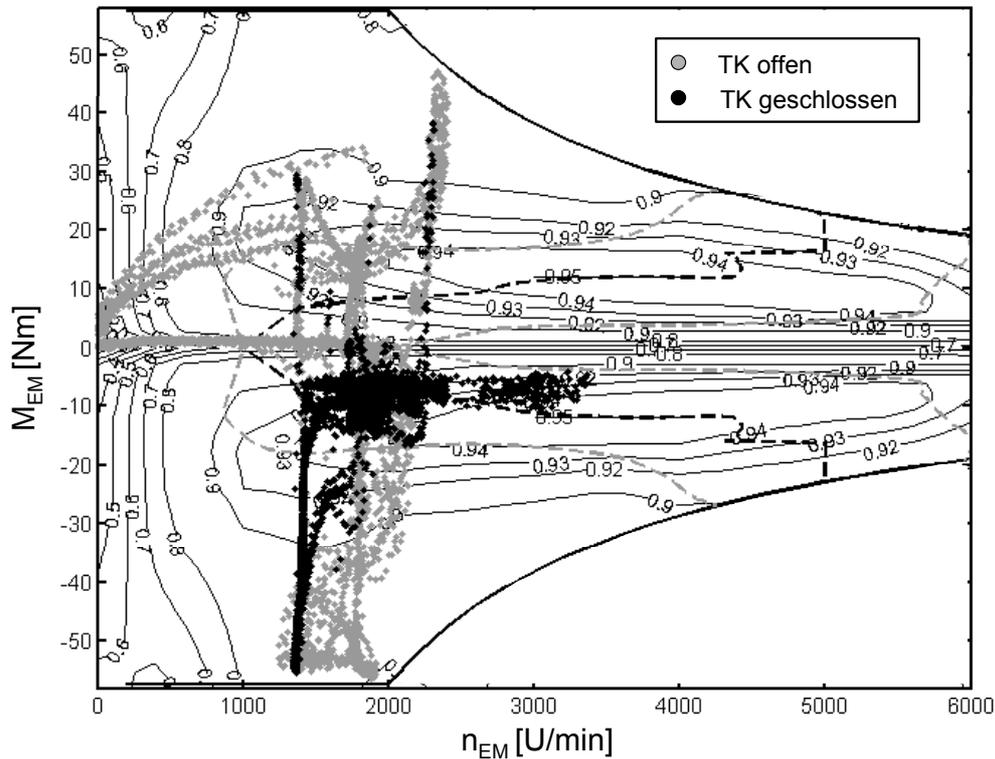


Bild 6-17: NEFZ – Betriebspunkte im E-Maschinenkennfeld

Bild 6-18 zeigt die Betriebspunkte des E-Motors bei idealer Übersetzungsverstellung. Insbesondere beim Betrieb ohne V-Motor liegen die Betriebspunkte auf der Nenn Drehzahl, sobald die Anfahrübersetzung und die maximale Kettenwandlerverstellung es ermöglichen.

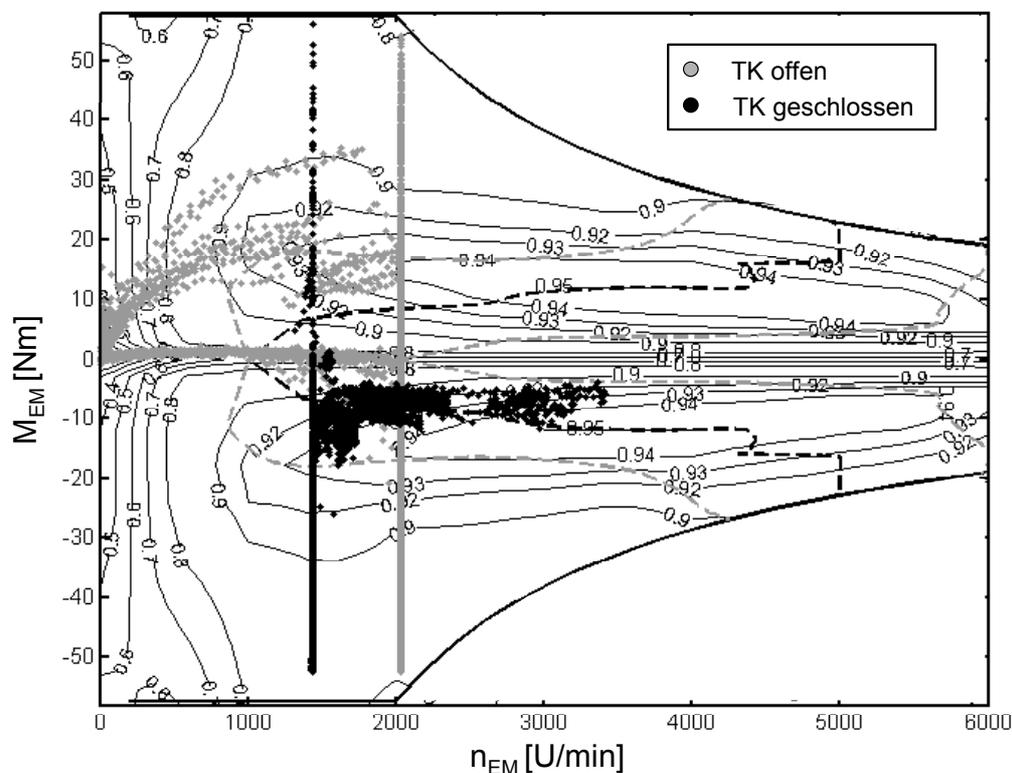


Bild 6-18: NEFZ – Betriebspunkte im E-Maschinenkennfeld bei optimaler Übersetzung

Im Folgenden soll das Wirkungsgradverhalten der E-Maschine näher betrachtet werden.

Bild 6-19, A zeigt die Energiedichte-Verteilung der mechanischen E-Maschinen-Leistung.

Bild 6-19, B und C zeigt die Wirkungsgrade der E-Maschine für die gemessene Betriebsführung η_{EM} und für optimale Übersetzungsverstellung $\eta_{EM,ioptr}$, angetragen über der Leistung.

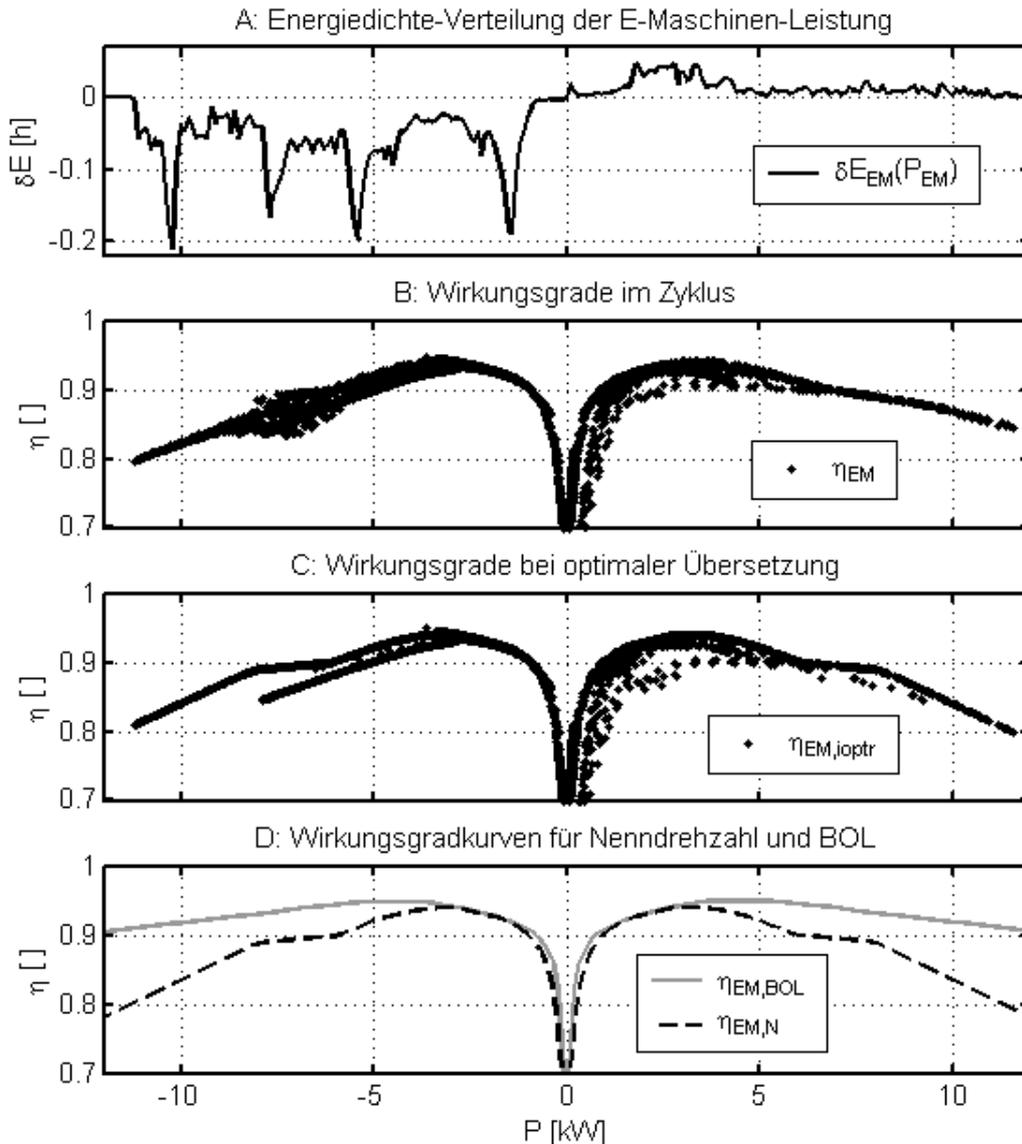


Bild 6-19: NEFZ – Energiedichte-Verteilung und Wirkungsgrade der E-Maschine

Bild 6-19, D zeigt die Wirkungsgradkurven der TFM bei Nenndrehzahl $\eta_{EM,N}$ und auf der BOL $\eta_{EM,BOL}$, ebenfalls angetragen über der Leistung. Motorischer Betrieb der E-Maschine findet bei positiven Leistungen statt.

Der E-Motor weist ab 1,5 kW bereits Wirkungsgrade von über 90 % auf (**Bild 6-19, D**). Schlechtere Wirkungsgrade treten bei Leistungen unter 1,5 kW und bei Leistungen über 8 kW und bei niedrigen Drehzahlen auf. Die Energiedichte-Verteilung zeigt, dass kaum Energieumsatz unter 1,5 kW stattfindet. Die aus dem realen Betrieb berechneten Wirkungsgrade bewegen sich zwischen 95 und 80 %.

Die Wirkungsgrade, die sich bei optimaler Übersetzungsverstellung ergeben würden, zeigen zwar eine weniger streuende Verteilung, liegen jedoch prinzipiell nicht besser. Ein Vergleich

der Wirkungsgrade aus dem Zyklus mit der Wirkungsgradkurve bei Nenndrehzahl zeigt, dass der Grossteil der Betriebspunkte bei Wirkungsgraden unterhalb denen der Nennlinie zu finden ist.

Das korrespondiert mit den Drehzahlen des E-Motors, die meist unterhalb der Nenndrehzahl liegen. Beim Vergleich der Wirkungsgradkurve bei Nenndrehzahl mit der BOL erkennt man, dass bei Leistungen über 5 kW deutliche Wirkungsgradsteigerungen möglich wären.

Aufgrund der hohen Drehzahlen wäre ein Anfahren der Betriebspunkte jedoch einerseits mit starken Getriebe-Verstellungen verbunden, die ihrerseits zu höherem hydraulischen Energiebedarf führen würden. Beim Betrieb mit Verbrennungsmotor müsste zudem ein Abweichen von der BOL des V-Motors in Richtung höherer Drehzahlen in Betracht gezogen werden. Diese Erkenntnisse gelten auch für die ASM.

Tabelle 6-5, A zeigt Energien und Wirkungsgrade beider Motoren. Beim elektrischen Fahren werden 0,16 kWh ($E_{EM,M}$) mechanisch abgegeben, im generatorischen Betrieb 0,7 kWh ($E_{EM,G}$) aufgenommen. Die TFM entwickelt dabei Wirkungsgrade von 90,4 % ($\eta_{EM,M}$) im motorischen Betrieb und 87,7 % ($\eta_{EM,G}$) im generatorischen Betrieb. Die elektrischen Verluste belaufen sich auf 0,10 kWh, was ca. 0,3 l/100 km entspricht. Die generatorische Energie stammt zu 41 % aus dem Betriebsfall GL, zu 18 % aus dem Betriebsfall LE und zu 41 % aus der Rekuperation. Dabei hat die TFM den besten Wirkungsgrad im Betriebsfall LE mit 92 %, gefolgt vom Betriebsfall GL mit knapp 89 %. Wegen der höheren Leistungen sinkt der Wirkungsgrad in der Rekuperation sogar auf 85 % ab. Bei der ASM zeigen sich sehr ähnliche Tendenzen. Die Verlustleistung ist jedoch in etwa doppelt so groß.

A. Gemessene Energien und Wirkungsgrade		TFM	ASM	
motorisch erbrachte mechanische Arbeit	$E_{EM,M}$	0,164		kWh
generatorische aufgenommene mechanische Arbeit	$E_{EM,G}$	0,701		kWh
Anteile an der generatorischen Energie (GL/LE/R)	--	41 / 18 / 41		%
Wirkungsgrad im motorischen Betrieb	$\eta_{EM,M}$	90,4	79,6	%
Wirkungsgrad im generatorischen Betrieb	$\eta_{EM,G}$	87,7	77,5	%
gesamte elektrische Verlustenergie	$E_{EM,VI}$	0,104	0,200	kWh
Wirkungsgrad im Betriebsfall GL	$\eta_{EM,GL}$	88,5	76,6	%
Wirkungsgrad im Betriebsfall LE	$\eta_{EM,LE}$	92,3	81,5	%
Wirkungsgrad im Betriebsfall R	$\eta_{EM,R}$	85,0	76,8	%
B: Optimale Übersetzungsverstellung		TFM	ASM	
Wirkungsgrad im mot. Betrieb bei opt. Übersetzung	$\eta_{EM,M,ioptr}$	90,0	79,4	%
Wirkungsgrad im gen. Betrieb bei opt. Übersetzung	$\eta_{EM,G,ioptr}$	88,6	79,5	%
Mehrverbrauch gegenüber optimaler Übersetzung	$\Delta V_{100,EM,ioptr}$	0,018	0,043	l/100km
C: Potentiale		TFM	ASM	
Wirkungsgrad im gen. Betrieb auf der BOL	$\eta_{EM,M,BOL}$	93,1	84,5	%
Wirkungsgrad im gen. Betrieb auf der BOL	$\eta_{EM,G,BOL}$	93,3	84,9	%
Potential BOL-Betrieb gegenüber opt. Übersetzung	$\Delta V_{100,EM,BOL}$	0,156	0,113	l/100km

Tabelle 6-5: NEFZ – Ergebnisse der Analyse des Elektromotor-Betriebs

Gegenüber der optimalen Übersetzungsverstellung (**Tabelle 6-5, B**) zeigt die reale Betriebsführung im motorischen Betrieb bei der TFM einen Wirkungsgradgewinn von 0,4 % (ASM: 0,2 %). Im generatorischen Betrieb zeigt sich bei der TFM ein Wirkungsgradverlust von 0,9 % (ASM: 2 %). Insgesamt ergibt sich für die TFM ein Mehrverbrauch von 0,02 l/100 km (ASM: 0,04 l/100 km).

Ein deutliches Potential (**Tabelle 6-5, C**) lässt sich für den Betrieb auf der BOL erkennen. Hier wären bei TFM und ASM gegenüber dem Betrieb mit optimaler Übersetzung eine weitere Wirkungsgradsteigerung von 3,1 bzw. 5,6 % im motorischen Betrieb und von 4,7 bzw. 5,4 % bis im generatorischen Betrieb mit Einsparungen von 0,16 (TFM) bzw. 0,11 (ASM) l/100 km möglich.

6.1.2.6 Hydraulikversorgung des Getriebes

Bild 6-20, A zeigt die Energiedichte-Verteilung des hydraulischen Leistungsbedarfs, der zwischen 0,120 und 0,700 kW schwankt. Die Energieanteile unterhalb einer Leistung von 0,2 kW stellen annähernd die Hälfte des Energiebedarfs dar.

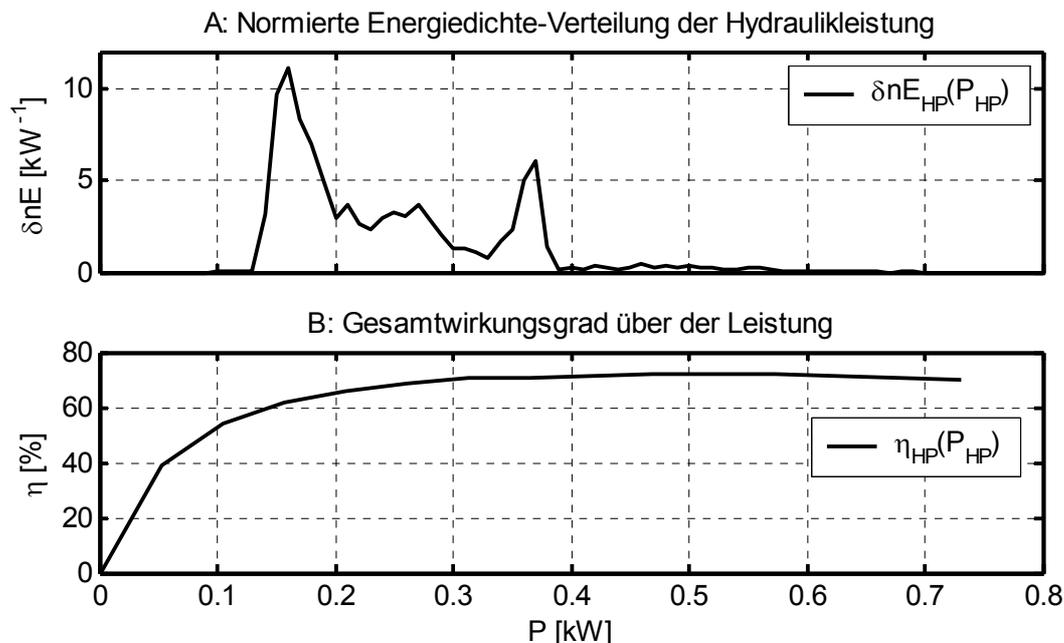


Bild 6-20: NEFZ – Energiedichte-Verteilung der Hydraulikleistung und Wirkungsgrad

Bild 6-20, B zeigt den Gesamtwirkungsgrad von Pumpe mit Motor und Umrichter. Nahezu die gesamte Hydraulikleistung wird bei Wirkungsgraden über 60 % erbracht.

Bild 6-21, A zeigt den hydraulischen Leistungsbedarf $P_{HP,hy}$ der Druckölpumpe. **Bild 6-21, B** zeigt die Leistungsanteile, die durch den Grunddruck $P_{HP,hy,Gr}$ (Strömungswiderstand des Systems im Ruhezustand), durch zusätzlichen Staudruck der Drehmomentfühler bei Drehmoment-Übertragung $P_{HP,hy,M}$ und zusätzlichen Staudruck des Vierkantensteuerschiebers $P_{HP,hy,VKSS}$ bei Übersetzungsverstellung verursacht werden. Weitere Leistungsanteile (**Bild 6-21, B**) entstehen durch erhöhten Staudruck beim Umschaltvorgang des Getriebes $P_{HP,hy,SA}$ und beim Öffnen der Trennkupplung $P_{HP,hy,TK}$.

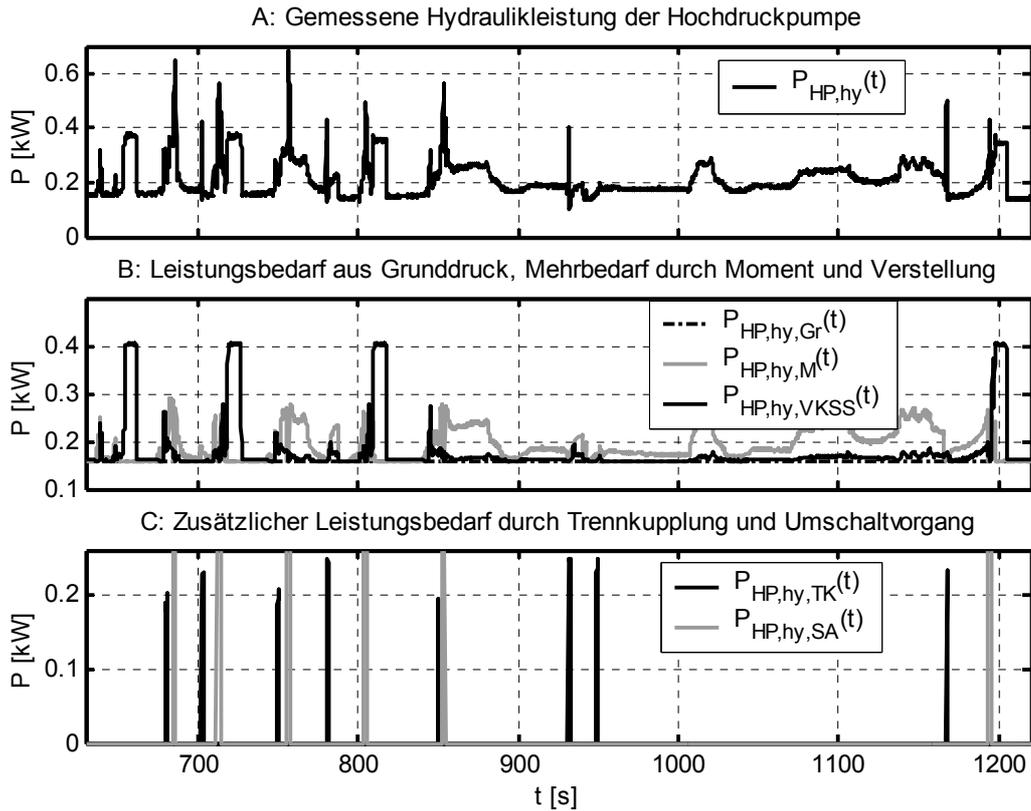


Bild 6-21: NEFZ – Hydraulikleistung der Druckölpumpe und Leistungsanteile

Aus den Messdaten konnte für V1- und V2-Bereich ein Zusammenhang zwischen dem bezogenen Übersetzungsgradient und der Stellung des VKSS ermittelt werden (**Bild 6-22**).

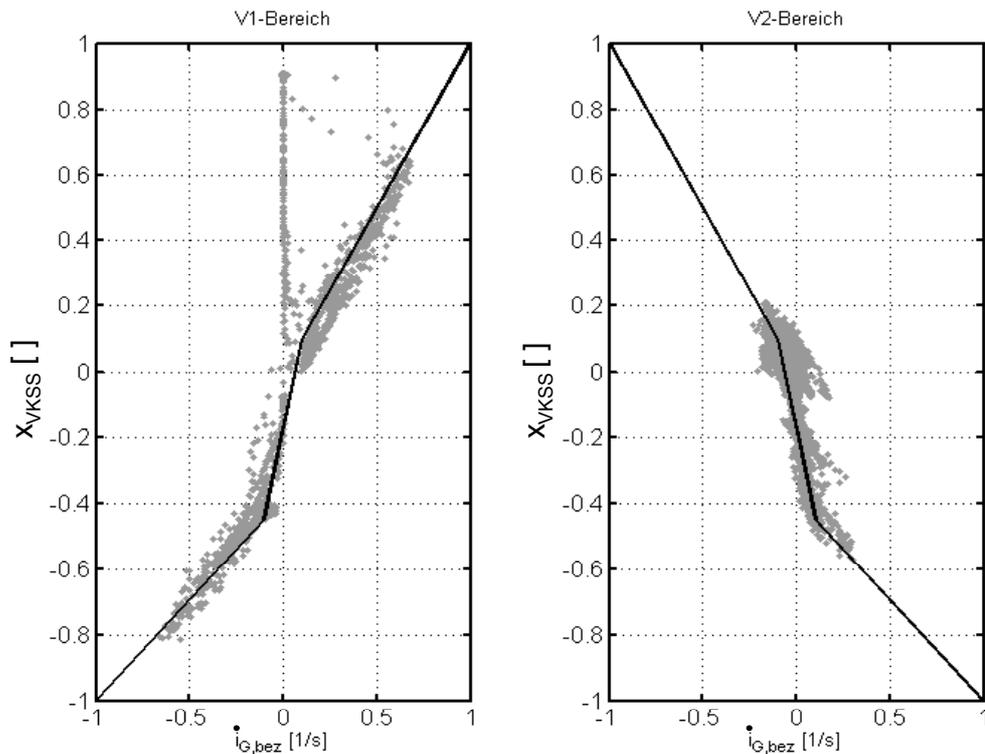


Bild 6-22: NEFZ – Zusammenhang zwischen Verstellung und VKSS-Stellung

In Kombination mit der Ventil-Charakteristik des VKSS [6.9] erlaubt dieser Zusammenhang eine Abschätzung des hydraulischen Verstellbedarfs für die optimale Übersetzung.

Tabelle 6-6, A zeigt die Ergebnisse der Auswertung von Energiebedarf und Wirkungsgrad. Für die Hochdruckpumpe wurde ein hydraulischer Energiebedarf von 0,07 kWh gemessen. Bei einem Wirkungsgrad von 65 % ergibt sich ein elektrischer Energieverbrauch von 0,11 kWh. Die Schmierölpumpe hat mit einem Wirkungsgrad von 41% einen elektrischen Energieverbrauch von 0,04 kWh. Insgesamt summiert sich der elektrische Energiebedarf für Hochdruckpumpe und Schmierölpumpe auf 0,15 kWh. Die energetische Auswertung ergibt einen Energieanteil von 69 % für die Überwindung des Strömungswiderstands in Ruhestellung. Durch Drehmoment-Übertragung entsteht ein zusätzlicher Energiebedarf von 12 %, durch Getriebeverstellung von 13 %. Der Umschaltvorgang und das Öffnen der Trennkupplung verursachen lediglich 4 % bzw. 2 % des Energiebedarfs.

A: Energiebedarf			
Gemessener hydraulischer Energiebedarf	$E_{HP,hy}$	0,073	kWh
Wirkungsgrad der Hochdruckpumpe mit E-Motor und Umrichter	η_{HP}	65,3	%
Elektrischer Energiebedarf der Hochdruckpumpe	$E_{HP,el}$	0,112	kWh
Hydraulischer Energiebedarf der Schmierölpumpe	$E_{SP,hy}$	0,017	kWh
Wirkungsgrad der Schmierölpumpe	η_{SP}	41	%
Elektrischer Energiebedarf der Schmierölpumpe	$E_{SP,el}$	0,041	kWh
Elektrischer Energiebedarf gesamt	$E_{Hy,el}$	0,153	kWh
Energieanteile HP für Grunddruck, Drehmoment-Übertragung, Verstellung, Umschaltvorgang und Trennkupplung	--	69/12/13/4/2	%
B: Optimale Verstellung			
Hydraulischer Mehrbedarf gegenüber optimaler Verstellung	--	- 0,0011	kWh
Mehrverbrauch gegenüber optimaler Verstellung	$\Delta V_{100,HP,ioptr}$	- 0,005	l/100km
C: Anteile / Potentiale			
Reduktion durch Stillstandsabschaltung von SP und HP	--	14	%
Verbrauchseinsparung durch Stillstandsabschaltung	$\Delta V_{100,Hy,StA}$	0,05	l/100km
Energie-Bedarf für Verstellung und Anpressung ohne Strömungsverluste und Kupplungen bei 6,7 l/min	--	55	%

Tabelle 6-6: NEFZ – Ergebnisse der Analyse des Hydraulik-Energiebedarfs

Tabelle 6-6, B zeigt den Mehrbedarf an hydraulischer Energie für eine optimale Verstellung. Es ergibt sich ein zusätzlicher Energiebedarf von 0,0011 kWh, was zu einem Mehrverbrauch von 0,005 kWh führt.

Die am Prüfstand installierte Hydraulikversorgung bietet Potentiale zur Reduktion des Energiebedarfs (**Tabelle 6-6, C**). Eine Abschaltung der Hydraulik im Stillstand bringt für den gemessenen Zyklus Einsparungen von knapp 0,1 l/100 km.

Ein theoretisches Potential ergibt sich durch die Reduktion des Grunddrucks. Übersetzungsverstellung und Anpresssystem benötigen theoretisch bei 6,7 l/100 km nur 55 % der gemessenen Hydraulikleistung, dazu müsste das Hydrauliksystem allerdings in Bezug auf die Druckölversorgung der Kupplungen umkonfiguriert werden. Deutlich größeres Einspar-

potential von 80-90 % verspricht ein druckgeregeltes System, das ebenfalls im Rahmen des SFB 365 entwickelt wird, jedoch aus zeitlichen Gründen für den Einsatz in Fahrzeug und Prüfstand nicht mehr eingesetzt werden konnte [6.11].

6.1.2.7 Einhaltung der Leistungsgrenzen

Die Einhaltung der Leistungsgrenzen P_{10} und P_{1u} ist ein wesentlicher Aspekt bei der Umsetzung der Betriebsstrategie. **Bild 6-23** zeigt die gemessenen Leistungen von E-Motor ($P_{EM}(t)$) und V-Motor ($P_{VM}(t)$), angetragen über der gemessenen Antriebsleistung $P_{GE}(t)$. Pro Zeitschritt à 0,1 Sekunden wird ein Betriebspunkt dargestellt. Analog zu Bild 5-15 lassen sich die Leistungsbereiche I-IV der Betriebsstrategie erkennen.

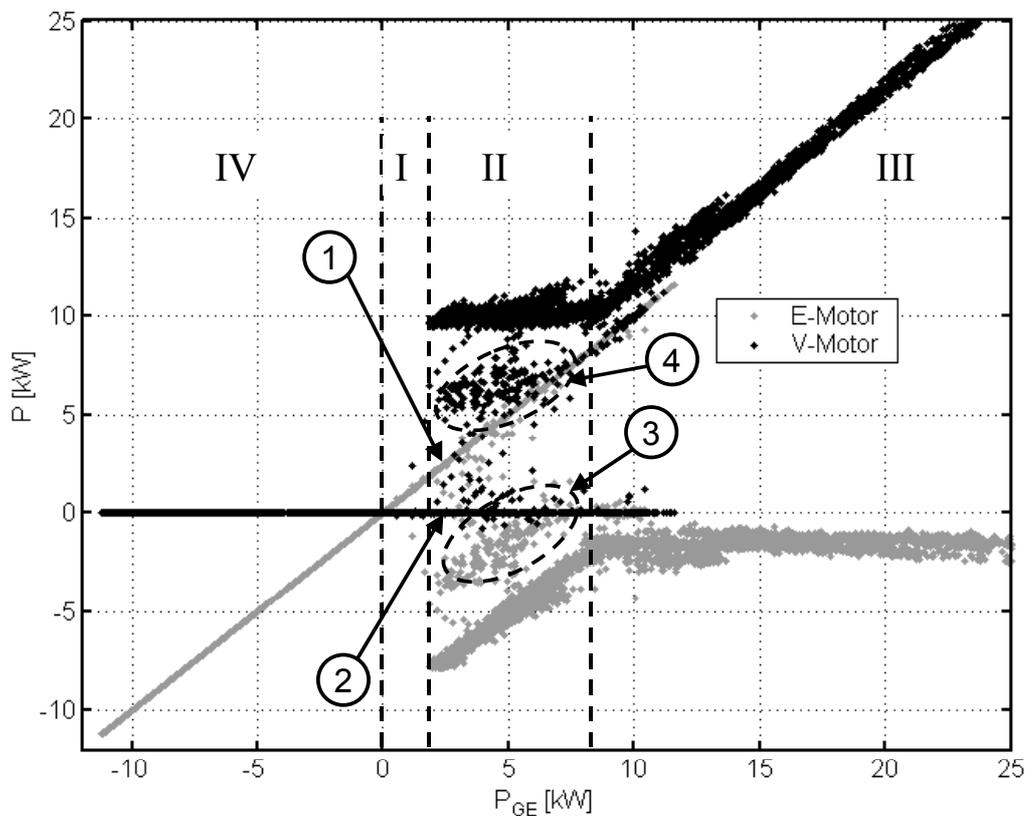


Bild 6-23: NEFZ – Einhaltung der Leistungsgrenzen

Die Betriebsbereiche VI, I und III zeigen sich weitgehend in Übereinstimmung mit der Strategie. In Bereich II zeigen sich jedoch zwei Effekte, die zu Abweichungen führen.

1. Durch die Zeitdauer, ca. 1,6 s von der Anforderung des V-Motors bis zum Zukuppeln, ist der Elektromotor weit über die Leistungsgrenze P_{10} , zum Teil bis hin zu einer Leistung von 12 kW, aktiv. Im Diagramm zeigen sich, im gesamten Bereich II bis hinein in den Bereich III, Betriebspunkte des E-Motors auf der Winkelhalbierenden(1). Die entsprechenden Betriebspunkte des V-Motors liegen auf der Abszisse (2) – (V-Motormoment wird im abgekuppelten Zustand auf Null gesetzt).
2. Es zeigen sich Anhäufungen von Betriebspunkten von Elektromotor (3) und Verbrennungsmotor (4), die nicht der Strategie entsprechen und ebenfalls aus dem Wechsel der

Betriebsart (Start des V-Motors) resultieren. Nach dem Zukuppeln dauert es, bis die Übersetzungsverstellung des CVT, die nötig ist, um die optimale Drehzahl des V-Motors einzuregulieren, abgeschlossen ist.

Diese Abweichungen zeigen sich auch in der Energiedichte-Verteilung (**Bild 6-24**).

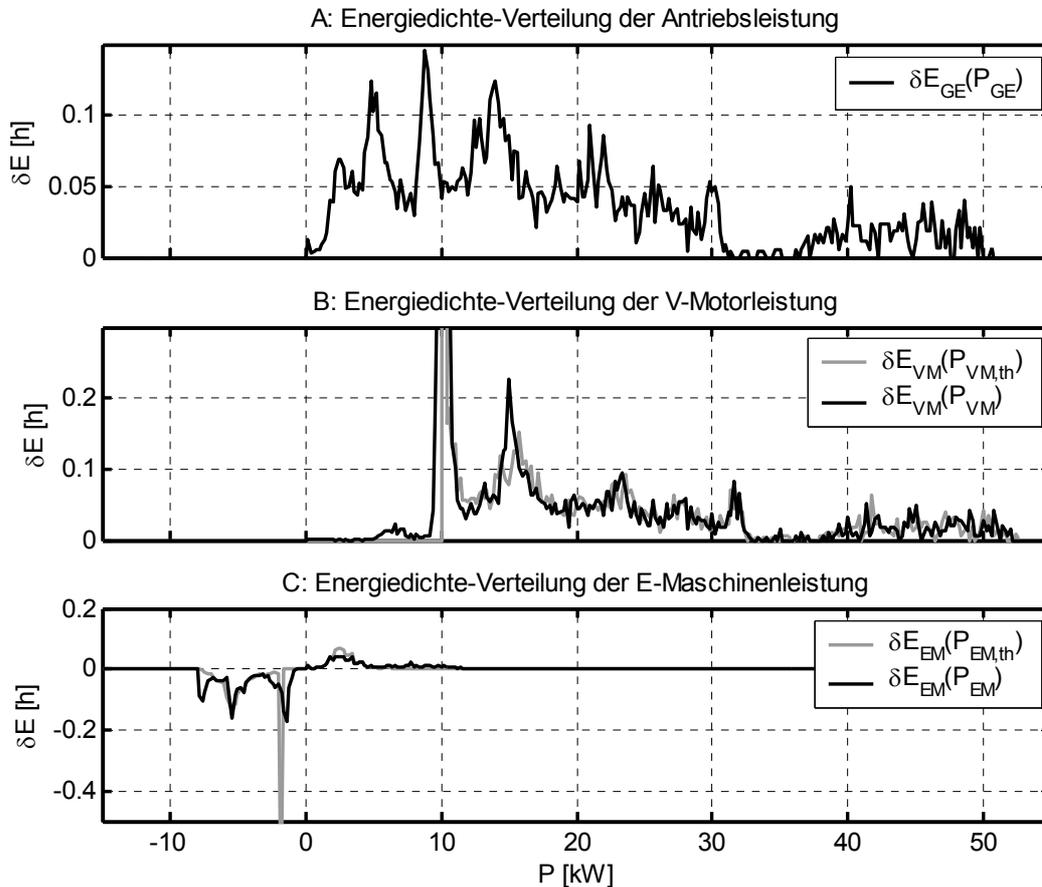


Bild 6-24: NEFZ – Energiedichte-Verteilung der Motorleistungen

Bild 6-24, A zeigt die Verteilung der Antriebsenergie $\delta E_{GE}(P_{GE})$ über der Antriebsleistung P_{GE} . Es zeigen sich Energie-Anteile auch bei Leistungen unter 5 kW. **Bild 6-24, B** zeigt die Energiedichte-Verteilung δE_{VM} der theoretischen und der gemessenen Verbrennungsmotorleistung ($P_{VM,th}$ und P_{VM}). Man sieht im Vergleich zur Antriebsleistung unterhalb der Leistungsgrenze P_2 kaum noch Energieanteile, bei 10,3 kW (P_2) befindet sich ein sehr großer Peak. Im Gegensatz zur Energiedichte-Verteilung der theoretischen Leistung, zeigt die Energiedichte-Verteilung der gemessenen Leistung jedoch, entgegen der Betriebsstrategie, noch kleine Energieanteile unterhalb der Leistungsgrenze P_2 .

Bild 6-24, C zeigt aus Gründen der Vollständigkeit die Energie-Verteilungen der Leistung der E-Maschine $\delta E_{EM}(P_{EM})$ und $\delta E_{EM}(P_{EM,th})$. In Bezug auf die Umsetzung der Strategie können jedoch keine wichtigen Ergebnisse entnommen werden.

Der Einfluss dieser Abweichungen auf den Verbrauch wird zweistufig ermittelt. Zunächst wird bei konstanten Wirkungsgraden von E-Maschine und Batterie, entsprechend Kapitel 5.2.2.9, eine „kleine Simulation“ durchgeführt. Basierend auf der Antriebsleistung am Getriebeeingang $P_{GE}(t)$ werden die theoretischen Leistungen von E-Motor $P_{EM,th}(t)$ und

V-Motor $P_{VM,th}(t)$ entsprechend Strategie berechnet. Die Leistung der elektrischen Verbraucher $P_{EV}(t)$ wird beibehalten. Für die theoretischen Leistungen wird dann die Ladebilanz bestimmt und mittels manueller Variation der Ausschaltleistung P_{1u} so gut wie möglich mit der Ladebilanz der realen Betriebsführung abgeglichen. Verbleibende Abweichungen werden über das KEQ ausgeglichen. Aus der BOL lassen sich der relative V-Motor-Wirkungsgrad und der Verbrauch ermitteln. Um auszuschließen, dass die Änderung im Kraftstoff-Verbrauch durch eine unterschiedlich starke Betriebspunkt-Anhebung verursacht wird, wird die Prozedur für zwei obere Leistungsgrenzen $P_{1o} = 5,0$ und $5,5$ kW durchgeführt.

Tabelle 6-7, A zeigt die Ergebnisse für konstante Wirkungsgrade von E-Maschine und Batterie. Die reale Betriebsführung weist eine mittlere Leistung $P_{VM,m}$ von $19,7$ kW und einen relativen Wirkungsgrad $\eta_{VM,rel,BOL} = 97,5$ % auf.

A: Reale und ideale Leistungsführung		real	Ref1	Ref2	
Leistungsgrenzen ($P_2=10,3$ kW/ $P_{LM}=1,7$ kW)	P_{1o}/P_{1u}	5,0/4,0	5,00/3,20	5,50/3,06	kW
energetisch gemittelte V-Motor-Leistung	$P_{VM,m}$	19,65	19,83	19,83	kW
rel. VM-Wirkungsgrad auf der BOL	$\eta_{VM,rel,BOL}$	97,5	97,7	97,7	%
motorisch abgegebene E-Motor-Energie	$E_{EM,M}$	0,164	0,141	0,142	kWh
generat. aufgenommene E-Motor-Energie	$E_{EM,G}$	0,701	0,670	0,671	kWh
Ladebilanz in der Batterie	ΔE_{Ba}	0,0279	0,0284	0,0283	kWh
Verbrauchsunterschied des VM	--	--	- 3,48	- 3,42	g
Ausgleich der Ladebilanz	--	--	- 0,14	- 0,11	g
Verbrauchsdivergenz gesamt	$\Delta V_{100,LS,E}$	--	- 0,040	- 0,039	l/100km
Anteil des V-Motors / elektrische Verluste	--	30/70	--	--	%
B: Wirkungsgrad von EM und Batterie		real	Ref1	Ref2	
Wirkungsgrad E-Motor motorisch	$\eta_{EM,M,ioptr}$	90,0	90,2	--	%
Wirkungsgrad E-Motor generatorisch	$\eta_{EM,G,ioptr}$	88,6	88,9	--	%
Mehrverbrauch durch Wirkungsgradänd.	$\Delta V_{100,EM,th}$	--	+0,008	--	l/100km
Ausspeicherwirkungsgrad	$\eta_{Ba,E,L,ioptr}$	96,9	98,2	--	%
Einspeicherwirkungsgrad	$\eta_{Ba,L,ioptr}$	97,1	96,3	--	%
Mehrverbrauch durch Wirkungsgradänd.	$\Delta V_{100,LS,\eta}$	--	-0,002	--	l/100km

Tabelle 6-7: NEFZ – Ergebnisse der Analyse zur Einhaltung der Leistungsgrenzen

Es zeigt sich, dass bei optimaler Umsetzung der Leistungsstrategie eine Anhebung auf Werte von $19,8$ kW und $97,7$ % möglich ist. Zudem reduzieren sich die elektrische Fahrerenergie von $0,16$ auf $0,14$ kWh und die generatorische Energie von $0,70$ auf $0,67$ kWh. Die Ladebilanz der Referenzrechnungen (Ref1, Ref2) konnte sehr gut auf die Ladebilanz der realen Betriebsführung angepasst werden, so dass die Ausgleichsbeträge minimal sind. Es zeigt sich gegenüber beiden Referenzrechnungen ein Mehrverbrauch der realen Betriebsführung von ca. **0,04 l/100**. Die verschwindend geringe Abweichung zwischen den beiden Referenzrechnungen zeigt, dass der Mehrverbrauch nicht durch die unterschiedlichen Leistungsgrenzen, sondern durch Abweichungen von der Strategie zustande kommt. Der Mehrverbrauch wird zu 30 % durch das Abfallen des VM-Wirkungsgrads und zu 60 % durch die erhöhten elektrischen Verluste verursacht.

Im zweiten Schritt werden nun die Verluste durch Wirkungsgradänderungen in E-Maschine und Batterie ermittelt. Durch die Dauer des Startvorgangs des V-Motors kommt es zu erhöhten Leistungen in E-Motor und Batterie, was zusätzlich die Wirkungsgrade senkt (**Tabelle 6-7, B**). Um die resultierenden Verluste zu ermitteln, wurden auf Basis der berechneten idealen Leistungen von Elektromotor und Batterie ($P_{EM,th}$, $P_{Ba,th}$), die sich neu einstellenden Wirkungsgrade berechnet. Der E-Motor weist bei idealer Leistungsführung einen ca. 0,2-0,3 % besseren Wirkungsgrad auf, was sich in einem Verbrauchsvorteil von 0,008 l/100 km niederschlägt. Die Wirkungsgrade der Batterie zeigen bei optimaler Betriebsführung beim Entladen bessere, beim Laden schlechtere Werte. Insgesamt zeigt sich bei der Batterie damit nahezu keine Änderung der elektrischen Verluste.

6.1.2.8 Rekuperation

Bild 6-25 zeigt den letzten Rekuperationsvorgang des NEFZ-Zyklus. Zu sehen sind die Drehzahlen der Motoren $n_{EM}(t)$ und $n_{VM}(t)$ mit dem Signal Z_{TK} der Trennkupplung (**A**), die Leistung am Getriebe-Differential $P_{GD}(t)$ mit Bremsleistung $P_{Br}(t)$ (**B**) und die Rekuperationsleistung $P_R(t)$ im Vergleich zu den theoretisch möglichen Rekuperationsleistungen $P_{R,max}(t)$ und $P_{R,max,ioptr}(t)$ (**C**).

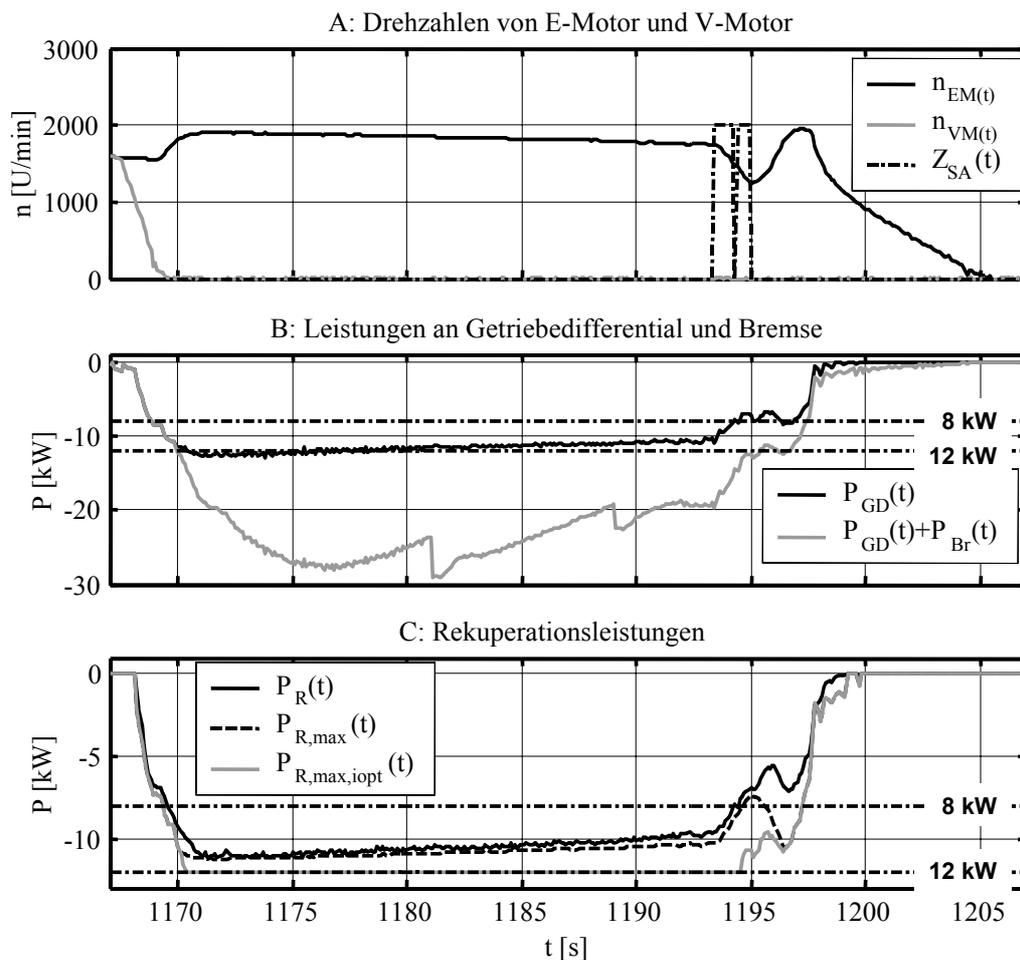


Bild 6-25: NEFZ – Gemessene und theoretisch mögliche Rekuperationsleistung

Sobald der Leistungsbedarf am Antrieb sinkt, wird der Verbrennungsmotor abgekuppelt und abgeschaltet. Der Elektromotor geht in den generatorischen Betrieb und wird in Richtung Nenndrehzahl beschleunigt. Wenn die Leistung des E-Motors nicht reicht, um der Geschwindigkeit des Zyklus zu folgen, wird zusätzlich gebremst. Dabei zeigen sich Abweichungen zum idealen Ablauf. Vor allem im Synchronpunkt und im V1, bis in den Stillstand hinein, wird zu viel gebremst. Hinzu kommt, dass durch die niedrigen Drehzahlen der E-Maschine im Zeitbereich von 1170 bis 1195 s ein Teil der rekuperierbaren Leistung verloren geht.

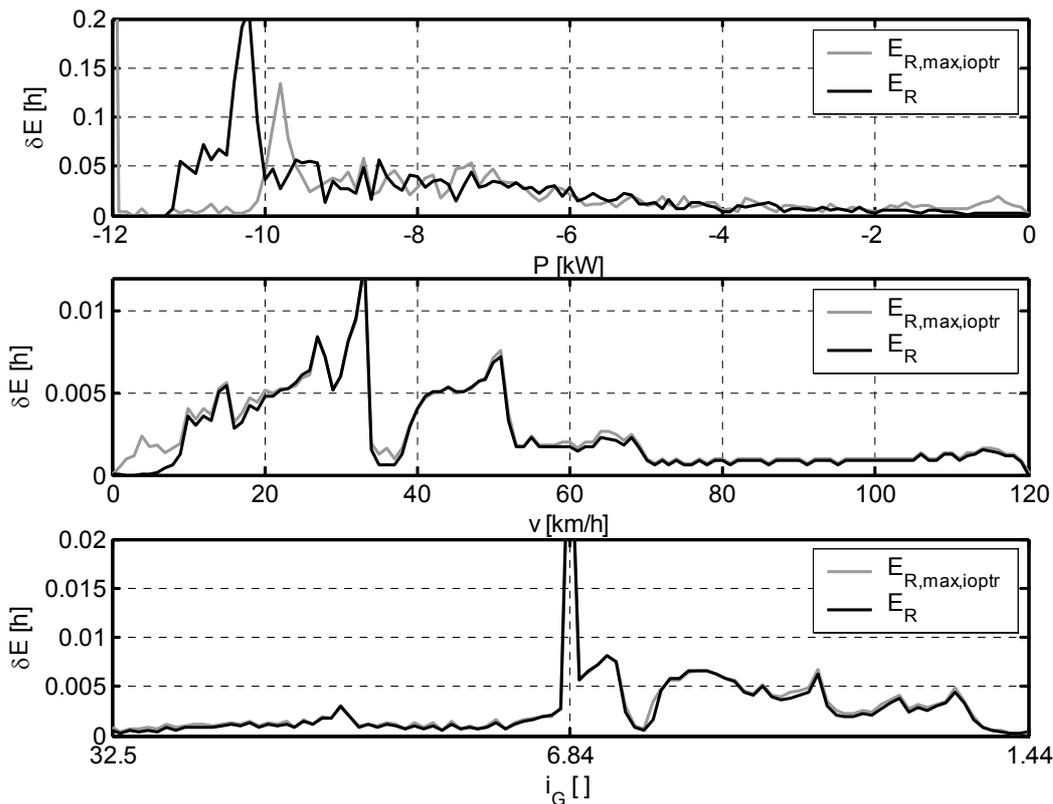


Bild 6-26: NEFZ – Energiedichte-Verteilung der Rekuperationsleistung

Bild 6-26, A zeigt die Energiedichte-Verteilung der Rekuperationsleistungen P_R und $P_{R,max,ioptr}$ über der Geschwindigkeit und der Übersetzung. Die größte Energiedichte zeigt sich bei großen Leistungen über 10 kW.

Bei der Geschwindigkeit (**Bild 6-26, B**) zeigen sich die größten Rekuperationsanteile unterhalb von 35 km/h. Im Vergleich von gemessener zu theoretisch möglicher Rekuperationsenergie zeigt sich lediglich bei sehr niedrigen Geschwindigkeiten von unter 6 km/h ein erkennbarer Unterschied.

Bei der Energiedichte-Verteilung über der Übersetzung (**Bild 6-26, C**) zeigt sich, dass die im V2-Bereich rekuperierten Energiemengen deutlich größer sind, als die im V1. Die Synchronübersetzung weist durch die Verweildauer im Umschaltvorgang und im SYN-Bereich eine erhöhte Energiedichte auf.

Tabelle 6-8 zeigt die Ergebnisse der Auswertung. Von der Energie, die im Schubetrieb in den Antriebsstrang zurücktreibt, werden 0,1 kWh von der Bremse dissipiert, 0,34 kWh fließen

ins Getriebe (A). Bei einem effektiven Getriebewirkungsgrad von 86 % werden 0,29 kWh von der E-Maschine generatorisch aufgenommen. Die Energie wird zu 21 % im V1, zu 14 % im SYN und 65 % im V2-Bereich aufgenommen. Der rechnerische Vergleich unter der Annahme einer optimalen Regelung von E-Maschinen-Drehmoment und Bremse zeigt, dass bei unverändertem Getriebewirkungsgrad knapp 0,31 kWh rekuperiert werden könnten (B). Unter zusätzlicher Annahme einer optimalen Übersetzungsverstellung wäre eine rekuperierte Energie von 0,32 kWh möglich. Damit ergibt sich für die Rekuperation insgesamt ein Realisierungsgrad von 91,3 %. Gegenüber der Rekuperation mit optimaler Übersetzungsverstellung und optimalem Einsatz von E-Maschine und Bremse entsteht ein Mehrverbrauch von 0,07 l/100 km.

A: Gemessene Energien			
Bremsenergie	E_{Br}	0,10	kWh
Schubenergie am Getriebedifferential	$E_{GD,S}$	0,34	kWh
Wirkungsgrad des Getriebes im Schubbetrieb	$\eta_{G,S}$	85,8	%
An der E-Maschine mechanisch rekuperierte Energie	E_R	0,290	kWh
Aufteilung der Energie auf V1/Syn/V2	--	21/14/65	%
B: Theoretisch rekuperierbare Energien			
rekuperierbare Energie bei optimalem Einsatz von Bremse und EM	$E_{R,max}$	0,307	kWh
rekuperierbare Energie bei zusätzlich optimaler Getriebeverstellung	$E_{R,max,ioptr}$	0,318	kWh
Realisierungsgrad der Rekuperation	R_R	91,3	%
Mehrverbrauch gegenüber optimaler Rekuperation	$V_{R,max,ioptr}$	+0,069	l/100km
C: Potential			
potentiell rekuperierbare Energie bei großer E-Maschine ~ 25 kW	$E_{GE,R,Pot}$	0,373	kWh
Resultierende weitere Verbrauchseinsparung	$V_{R,Pot}$	~ 0,14	l/100km

Tabelle 6-8: NEFZ – Ergebnisse der Analyse der Rekuperation

Bei Verwendung einer E-Maschine mit Leistungen von 25 kW (C) wäre eine Energie von weiteren 0,37 kWh rekuperierbar, was einer Einsparung von 0,14 l/100 km entspräche.

6.1.2.9 Batterie

Bild 6-27, A zeigt die Energiedichte-Verteilung der Batterie-Klemmenleistung. Es lassen sich die Energieanteile zur Versorgung der Nebenverbraucher im Stillstand **ST** (1), zum elektrischen Fahren **EF** (2) und die generatorischen Energieanteile der Betriebszustände „Generatorisches Laden der Batterie“ (**GL**) (3), „Ladeerhaltung“ (**LE**) (4) und „Rekuperation“ (**R**) (5) erkennen.

Bild 6-27, B zeigt das Wirkungsgradverhalten der Batterie. Der stationäre Wirkungsgrad der Batterie $\eta_{Ba,St}$ und die obere Wirkungsgradgrenze $\eta_{Ba,max}$ gehen für kleine Leistungen gegen eins. In Richtung höherer Leistungen nehmen beide Wirkungsgrade ab. Der dynamische Batteriewirkungsgrad η_{Ba} (gemittelt $\eta_{Ba,m}$) liegt über weite Leistungsbereiche nahe der oberen Wirkungsgradgrenze und meistens deutlich über dem stationären Wirkungsgrad.

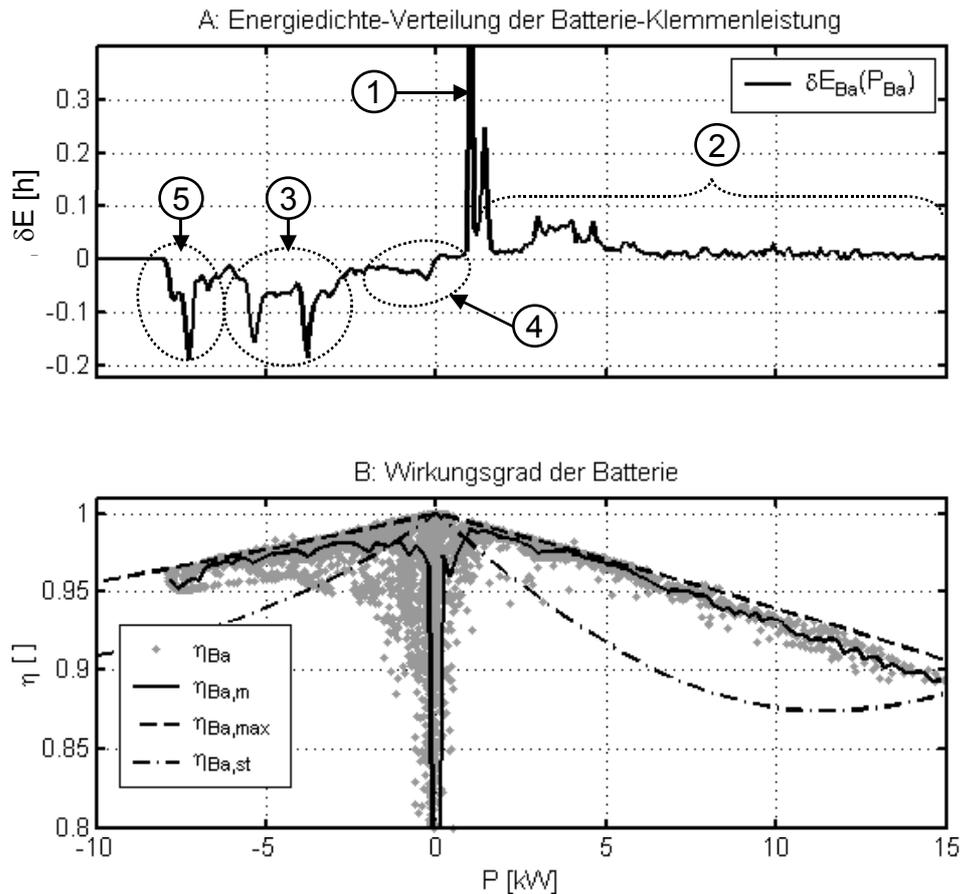


Bild 6-27: NEFZ – Wirkungsgradverhalten der Batterie

Tabelle 6-9, A zeigt die Ergebnisse der Wirkungsgradanalyse. Für die TFM werden Energien von 0,42 kWh geladen und 0,36 kWh entladen. Dabei stellten sich Wirkungsgrade von 97,1 % und 96,6 % ein. Die Batterie erzeugt Verluste von 0,024 kWh und hat nach dem Zyklus einen Ladezustand von 70,6 % (Start bei 70%). Bei der ASM ist die Ladebilanz wegen der höheren elektrischen Verluste in der E-Maschine negativ. Wegen des geringeren Ladestroms sind die Verluste in der Batterie etwas kleiner.

Mittelt man Lade- und Entladewirkungsgrad (**Tabelle 6-9, B**), so erhält man einen mittleren Ein-/Auspeicher Wirkungsgrad, der 1,1 % besser ist, als der in Messungen von Angloher ermittelte mittlere Wirkungsgrad von 95,9 %. (Der von Anloher aus der Messung ermittelte mittlere Batterie-Wirkungsgrad, basierte jedoch auf Strömen für den FTP72.) Die Verbrauchsdifferenz, die sich daraus ergibt, ist mit 0,03 l/100 km jedoch eher klein.

Tabelle 6-9, C schlüsselt die einzelnen Betriebszustände auf. Von der geladenen Energie stammen 46 % aus dem Betriebsfall generatorisches Laden (GL), 7 % aus dem Betriebsfall Ladeerhaltung (LE) und 47 % aus der Rekuperation (R). Betrachtet man die Wirkungsgrade, so hat die Rekuperation mit 96,6 % den schlechtesten Wirkungsgrad, gefolgt vom Zustand GL mit 97,5 % und dem Zustand LE mit 98,0 %. Verglichen mit dem stationären Wirkungsgrad verzeichnen die Wirkungsgrade der Zustände R und GL deutliche Gewinne, der Zustand LE dagegen einen leichten Verlust.

Beim Entladen ist der Großteil der Energie (80 %) dem Betriebsfall EF zuzusprechen. Der elektrische Verbrauch im Stillstand und im Zustand GE fällt mit 17 bzw. 8 % ins Gewicht. Beim elektrischen Fahren hat die Batterie Wirkungsgrade von 96,4 %. Die Zustände ST und GE haben sehr gute Wirkungsgrade von über 99,1 und 98,7 %. Verglichen mit dem stationären Wirkungsgrad profitiert der Betriebsfall ST im Gegensatz zum Betriebsfall LE von einem Wechsel der Leistungsrichtung nach der Rekuperation, wodurch die dynamischen Eigenschaften der Batterie genützt werden können.

A: Energien und Wirkungsgrade mit TFM und ASM		TFM	ASM	
geladene Energiemenge an den Klemmen	$E_{Kl,L}$	0,418	0,350	kWh
entladene Energiemenge an den Klemmen	$E_{Kl,EL}$	0,357	0,385	kWh
Wirkungsgrad beim Laden	$\eta_{Ba,L}$	97,1	97,3	%
Wirkungsgrad beim Entladen	$\eta_{Ba,EL}$	96,9	96,6	%
Verluste der Batterie aus Innenwiderstand	$\Delta E_{VI,Ba}$	0,024	0,023	kWh
Ladezustand am Zyklusende nach Batteriemodell	LZ	70,6	69,1	%
Mehrverbrauch durch 2,5% Selbstentladung innerhalb von 24h bezogen auf 30 km Fahrstrecke im NEFZ/Tag		0,17	0,17	l/100km
B: Vergleich mit $\eta = 95,5\%$		TFM	ASM	
gemittelter Wirkungsgrad aus dyn. Batteriemodell	$\eta_{Ba,m}$	97,0	96,9	%
Verluste bei Wirkungsgrad von $\eta_{Ba} = 0,959$	$\Delta E_{VI,Ba,96}$	0,032	0,032	kWh
Verbrauchsdifferenz von $\eta_{Ba} = 0,959$ gegenüber dyn. Modell	$\Delta V_{100,Ba}$	-0,030	-0,033	l/100km
C: Verschiedene Betriebszustände mit TFM		TFM		
Anteile der Zustände GL, LE, R am Laden (innere Energie)	--	46/7/47		%
dynamischer und stationärer Wirkungsgrad der Batterie beim Laden	R	96,6	93,3	%
	GL	97,5	95,1	
	LE	98,0	99,0	
Anteile der Zustände EF, ST, GE am Entladen (innere Energie)	--	80/17/3		%
dynamischer und stationärer Wirkungsgrad der Batterie beim Entladen	EF	96,4	92,6	%
	ST	99,1	98,1	
	GE	98,7	98,3	

Tabelle 6-9: NEFZ – Ergebnisse der Analyse des Batterie-Wirkungsgrads

Insgesamt ist ein deutlicher Wirkungsgradgewinn gegenüber dem stationären Kennfeld festzustellen. Wie Angloher in seinen Untersuchungen festgestellt hat [6.7], kommt die Betriebsführung im Autarken Hybrid dem Wirkungsgradverhalten der Batterie sehr entgegen.

6.1.3 Energiefluss-Diagramm

Das **Bild 6-28** zeigt das Energiefluss-Diagramm unter Einbeziehung der Ergebnisse der dynamischen Batteriesimulation:

Im zugekuppelten Betrieb des Motors werden 552 g Kraftstoff verbraucht. Der Motor gibt mit einem optimalen spezifischen Verbrauch von 256 g/kWh und einem energetisch gemittelten relativen Wirkungsgrad von 97 % eine mechanische Energie von 2,09 kWh ab. Ca. 20 % ($X_{VM,EM}$) der vom V-Motor abgegebenen mechanischen Arbeit werden im verbrennungsmotorischen Betrieb generatorisch vom E-Motor aufgenommen. Davon entfallen 70 % auf den Betriebsfall GL ($X_{VG,GL}$). Beim elektrischen Fahren leistet der E-Motor 9 % der Antriebsenergie ($Y_{GE,EM}$).

Der energetisch gemittelte effektive Wirkungsgrad des Getriebes im Zugbetrieb liegt bei 89 % ($\eta_{G,Z}$). Entsprechend der am Prüfstand gemessenen und gerechneten Werte werden 27 % ($X_{Z,S}$) der im Zug geleisteten Energie von der Schwungmasse abgegeben und treiben im Schub in den Antriebsstrang zurück. Davon werden 22 % ($X_{S,Br}$) durch die Bremse aufgenommen. Über einen Getriebewirkungsgrad im Schubbetrieb von 86 % ($\eta_{G,S}$) stehen am E-Motor 0,29 kWh mechanische Energie zur Rekuperation zur Verfügung.

Die E-Maschine hat in den Betriebs-Fällen GL, LE und R Wirkungsgrade von 89, 92 und 85 % ($\eta_{EM,GL}$, $\eta_{EM,LE}$, $\eta_{EM,R}$). In den Betriebszuständen GL, LE und R werden 24, 77 und 18 % zur Versorgung der elektrischen Verbraucher aufgewendet ($X_{GL,EV}$, $X_{LE,EV}$, $X_{R,EV}$). Insgesamt werden die elektrischen Verbraucher damit zu 53 % ($Y_{EV,EM}$) direkt von der E-Maschine versorgt. Überflüssige Energie wird in der Batterie gespeichert. Es stellen sich Einspeicher-Wirkungsgrade von knapp 98 % in den Betriebsfällen LE und GL und 97 % im Betriebsfall Rekuperation ein ($\eta_{Ba,LE}$, $\eta_{Ba,GL}$, $\eta_{Ba,R}$). Rekuperation und generatorisches Laden liefern 47 % bzw. 46 % der Ladeenergie. Insgesamt werden 0,41 kWh in der Batterie eingespeichert. Davon verbleiben 0,04 kWh in der Batterie, der Rest wird wieder verbraucht.

Der größte Energie-Anteil (80 %) entfällt auf den Zustand „elektrisches Fahren“ (EF). Die Nebenverbraucher beanspruchen davon wiederum 36 %. Weitere 17 % der von der Batterie ausgespeicherten Energie werden im Stillstand durch die elektrischen Verbraucher benötigt. Auf den Betriebsfall (GE), bei dem die generatorische Leistung der E-Maschine nicht ausreicht, um die Nebenverbraucher alleine zu versorgen, entfallen 3 % der entladenen Energiemenge.

6.1.4 Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs

Tabelle 6-10 zeigt die Ergebnisse bei der Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs. Für den Zyklus wurde ein Kraftstoffverbrauch von 558,7 g gemessen. Die Verbrauchsmessungen von PLU und Waage zeigen für diese Messung lediglich eine Abweichung von 0,2 g. Aus dem Massenstromsignal des PLU werden der Start-Hochlauf-Verbrauch und der Nachlaufverbrauch ermittelt und der Verbrauch für den zugekuppelten Betrieb des Motors zu 551,9 g bestimmt. Im Zugbetrieb wurden 0,3 % zuviel Arbeit am Abtrieb verrichtet, was einem Korrekturfaktor K_Z von 0,997 entspricht. Nach Formel 5-40 und den in Bild 6-28 gezeigten Wirkungsgraden für Rad, Getriebe und Motor ergibt sich ein Korrekturbetrag Δm_{KZ} von -1,7 g.

Im Schubbetrieb ist 0,4 % zu wenig Energie für die Rekuperation zur Verfügung gestanden. Nach Formel 5-49 und den Wirkungsgraden aus Bild 6-28 errechnet sich ein Korrekturbetrag von 0,001 kWh für den Energieinhalt der Batterie und damit eine korrigierte Ladebilanz der Batterie von ΔE_{Ba} von +0,029 kWh. Aus der positiven Ladebilanz ergibt sich nach Formel

5-51 ein Korrekturbetrag von $-7,9$ g. Aus dem Vergleich des Kennfeld-Verbrauchs zwischen Prüfstandsmotor und Referenzkennfeld folgt ein Abzug von $19,9$ g (Formel 5-57).

A: Kraftstoffmessung			
mit Waage gemessener Kraftstoff-Verbrauch	$m_{Kr,W}$	558,7	g
Start-Hochlauf-Verbrauch	m_{SH}	5,9	g
Nachlaufverbrauch	m_{NL}	0,9	g
Verbrauch mit geschlossener Kupplung	m_{TK}	551,9	g
B: Korrekturen			
Korrekturfaktor für Abweichung im Zugbetrieb	K_Z	0,997	--
Korrekturbetrag	Δm_{KZ}	- 1,7	g
Korrekturfaktor für Abweichung bei Rekuperation	K_R	1,004	--
Ladebilanz des Zyklus mit TFM	ΔE_{Ba}	+0,028	kWh
korrigierte Ladebilanz des Zyklus mit TFM	$\Delta E_{Ba,KR}$	+0,001	kWh
Korrigierte Ladebilanz	$\Delta E_{Ba,korr}$	+0,029	kWh
Ausgleich der Ladebilanz	$\Delta m_{Kr,LZ}$	-7,9	g
Abzug Mehrverbrauchs des Prüfstandsmotors	$\Delta m_{Kr,VM}$	-19,9	g
C: Verbrauch			
Verbrauch des Autarken Hybrid	$V_{100,TFM}$	5,77	l/100 km
inklusive Kapazitätsverlusten von 2,5 % in 24h Stillstand bei LZ ≈ 70 % bei 30 km NEFZ pro Tag	$V_{100,TFM,SE}$	5,94	l/100 km

Tabelle 6-10: NEFZ – Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs

Es resultiert ein korrigierter Betriebsverbrauch von $522,4$ g. Nach Addition von Start-Hochlauf- und Nachlauf-Verbrauch ergibt sich ein Strecken-Verbrauch von $5,77$ l/100 km. Entsprechend Untersuchungen von Angloher [7.2] hat die Batterie, bei einem Ladezustand von 70 %, eine Selbstentladung von $2,5$ % innerhalb der ersten 24h. Hinterlegt man ein Nutzungsprofil von 30 km Fahrt im NEFZ pro Tag und 24 h Stillstand ergibt sich ein Mehrverbrauch von $0,172$ l/100 km und damit ein gesamter Verbrauch von $5,94$ l/100 km.

6.2 Analyse eines FTP72-Zyklus

In den folgenden Kapiteln werden die gleichen Auswertungen durchgeführt, wie für den NEFZ. Allgemeine Erläuterungen werden deshalb auf das Nötigste beschränkt. Die Ausführungen beziehen sich zum Teil auf die entsprechende Auswertung für den NEFZ.

6.2.1 Zyklusmessung im Überblick

Der FTP72-Zyklus dauert ca. 23 Minuten und geht über eine Strecke von knapp 12 km. Der Zyklus enthält 18 Geschwindigkeitshügel, die im Folgenden mit H1 bis H18 bezeichnet werden.

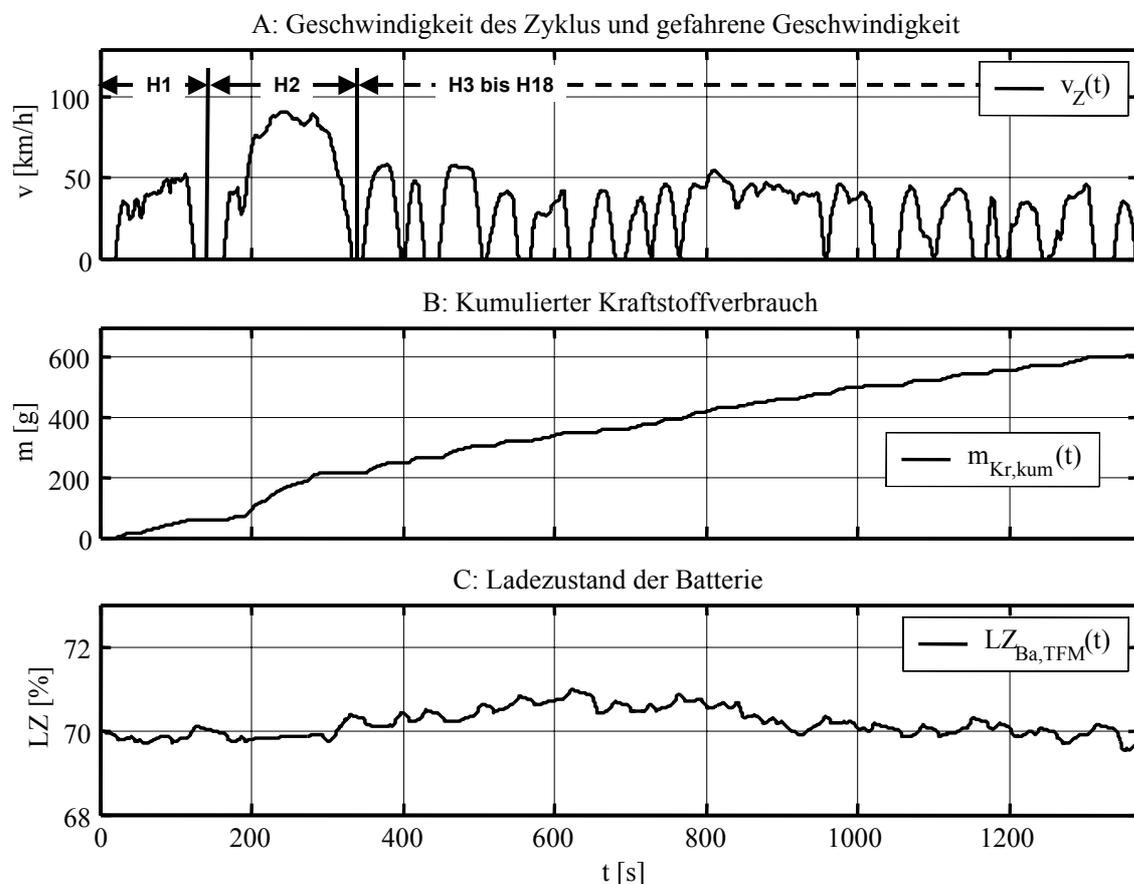


Bild 6-29: FTP72 – Geschwindigkeitsverlauf, Kraftstoffverbrauch und Ladezustand

Bild 6-29 zeigt den Geschwindigkeitsverlauf $v_Z(t)$ (A), den Kraftstoffverbrauch $m_{Kr,kum}(t)$ in Gramm (B) und den Ladezustand der $LZ_{Ba,TFM}(t)$ in Prozent (C). Abgesehen von H2, der sich durch höhere Geschwindigkeit, eine höhere Leistung und höheren Kraftstoffverbrauch auszeichnet, und H11, der eine längere Fahrstrecke mit annähernd konstanter Geschwindigkeit und hohen elektrischen Fahranteilen beinhaltet, stellen sich die Entwicklung von Ladezustand und Kraftstoffverbrauch relativ gleichmäßig dar. Es gibt keine so ausgeprägte Zweiteilung des Zyklus wie im NEFZ. Es werden nur ca. 1,3 % der Kapazität der Batterie verwendet. Interessant ist der Zyklus wegen seiner häufigen, schnellen Lastwechsel, die hohe Anforderungen an die Regelung des Antriebsstrangs stellen.

Die **Tabelle 6-11** zeigt die Versuchsparameter der Zyklus-Messung:

Leistungsgrenzen $P_{10} / P_{1u} / P_2$	4,0 / 3,2 / 8,0 kW
generatorische Leistung zur Ladeerhaltung P_{LM}	1,7 kW
Verstell-Strategie	Betrieb auf der BOL
Nachlaufzeit	0,5 s
Verweilzeit in SYN	mind. 0,4 s
Starttemperaturen von Motor / Getriebe	60 / 50 °C
Temperatur und Dichte des Kraftstoffs	21 °C / 830,1 g/l
Raumtemperatur	22 °C

Tabelle 6-11: FTP72 – Versuchsparameter

Im Vergleich zum NEFZ sind die Leistungsgrenzen P_{10} , P_{1u} und P_2 niedriger gewählt, um trotz der großen Anzahl von Startvorgängen (Zeitverzögerung beim Starten des Dieselmotors) die elektrischen Fahranteile gering zu halten. Die restlichen Parameter sind identisch.

Bild 6-30 zeigt die Funktion des Antriebsstrangs im Detail. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird lediglich ein Ausschnitt von 0 bis 350 s gezeigt, der mit H1 sowohl einen Niedergeschwindigkeits-Hügel mit mehreren Lastwechseln und mit H2 einen Hügel mit hoher Geschwindigkeit und Beschleunigung enthält.

Bild 6-30, A zeigt die vom Zyklus geforderte Geschwindigkeit $v_Z(t)$ und die gefahrene Geschwindigkeit $v_F(t)$. Trotz der im Vergleich zum NEFZ höheren Dynamik, konnte auch hier ein gutes Folgeverhalten sichergestellt werden.

Bild 6-30, B zeigt die geforderte Fahrleistung $P_{F,SZ}(t)$ und die am Prüfstand gemessene Fahrleistung $P_F(t)$. Die gemessenen Leistungen schwanken zwischen Leistungen von -28 und 46 kW. Der Zyklus fordert in kurzen Spitzen Leistungen von -47 und $+55$ kW, denen im Detail kaum zu folgen ist. Der wesentlichen Leistungsentwicklung wird jedoch gut gefolgt.

Bild 6-30, C zeigt die Drehzahlen von E-Motor, V-Motor und den Zustand der Trennkupplung. Man sieht, dass, im Gegensatz zum NEFZ, innerhalb eines Geschwindigkeitshügels der Verbrennungsmotor mehrmals ab- und zugekuppelt wird. Insgesamt ergibt sich eine Zahl von 34 Startvorgängen (im Gegensatz zu 10 Startvorgängen beim NEFZ).

Bild 6-30, D zeigt die Drehmomente beider Motoren. Sehr schön zu sehen ist der Ladebetrieb des E-Motors bei den niedrigen Geschwindigkeiten (H1). Bei hohen Geschwindigkeiten wird der E-Motor gut sichtbar auf die Leistung P_{LM} (Bild 5-15) zur Ladeerhaltung der Batterie zurückgeregelt (H2).

Bild 6-30, E zeigt die Übersetzung des Getriebes und das Signal „Schalten aktiv“. Man erkennt, dass der Umschaltvorgang im FTP72 in einem Geschwindigkeitshügel meist mehrfach durchfahren wird. – Insgesamt finden 41 Umschaltvorgänge statt. Der Umschaltvorgang liegt damit für den FTP72 in einem ungünstigen Geschwindigkeitsbereich.

Bild 6-30, F zeigt die Leistungen der elektrischen Verbraucher und die Klemmenleistung der Batterie. Während die Leistung der elektrischen Verbraucher, wie im NEFZ, kaum Schwankungen zeigt, fallen bei der Klemmenleistung die hohen Entladeströme bis 16 kW beim Anfahren auf. Die maximalen Ladeströme liegen dagegen nur bei $8,5$ kW.

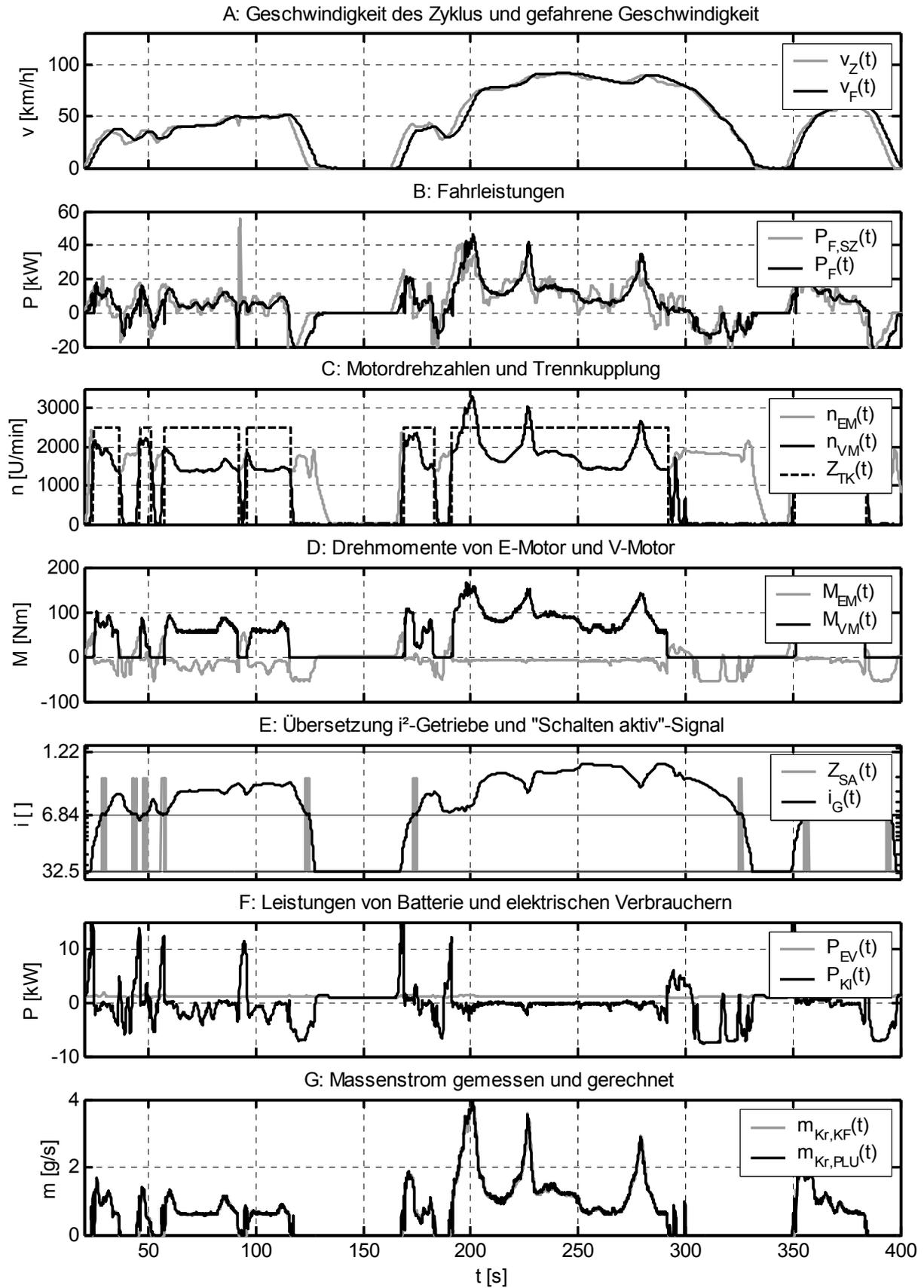


Bild 6-30: FTP72 – Zeitmessschrieb – Auszug 0-400 Sekunden

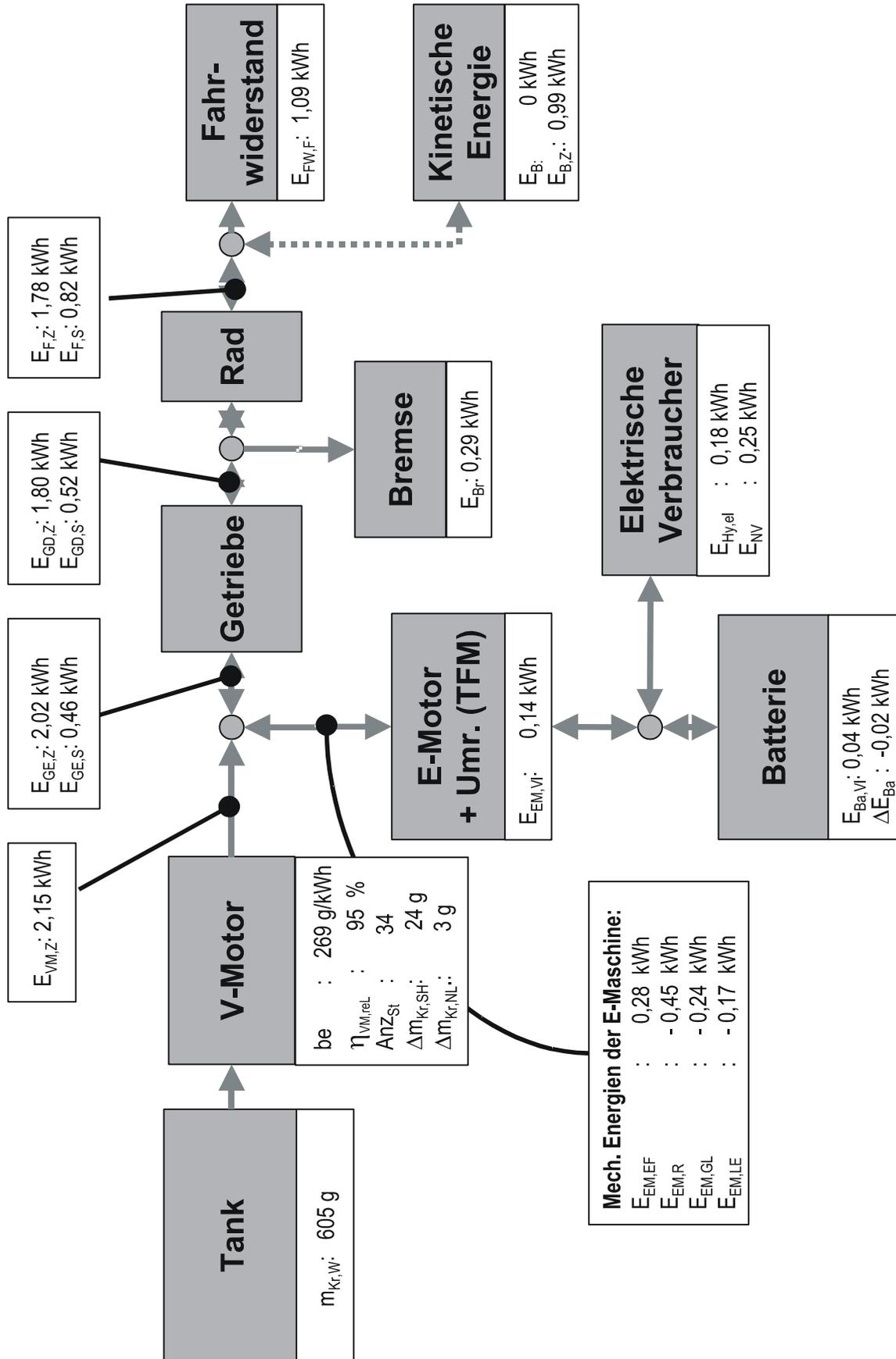


Bild 6-31: FTP72 – Energie-Bilanz

Bild 6-30, G zeigt den gemessenen Kraftstoff-Massenstrom. Es treten im Maximum Werte bis ca. 4 g/s auf. Rechnung und Messung sind kaum zu unterscheiden.

Bild 6-31 zeigt die Energie-Bilanz des FTP72-Zyklus:

Der gemessene Kraftstoffverbrauch $m_{Kt,W}$ beträgt 605 g. Mit den Leistungsgrenzen von $P_{10} = 4,0$ kW bzw. $P_{1u} = 3,2$ kW und einer Nachlaufzeit $T_{NL} = 0,5$ s macht der Motor 34 Starts. Der kombinierte Start-Hochlauf-Verbrauch $m_{Kt,SH}$ beträgt 24 g, der Nachlaufverbrauch $m_{Kt,NL}$ 3 g. Im zugekuppelten Betrieb hat der V-Motor 578 g ($m_{Kt,TK}$) Kraftstoff verbraucht und eine mechanische Energie $E_{VM,Z}$ von 2,15 kWh abgegeben. Durch die Lastanhebung ist es gelungen, den V-Motor mit einem spezifischen Verbrauch be von 269 g/kWh zu betreiben, was einem relativen Verbrennungsmotor-Wirkungsgrad $\eta_{VM,rel}$ von 95 % entspricht.

Von der mechanischen Energie des V-Motors werden 0,41 kWh ($E_{EM,VG}$) von der E-Maschine generatorisch aufgenommen. Beim elektrischen Fahren werden 0,28 kWh ($E_{EM,EF}$) vom E-Motor abgegeben. Damit stehen im Zugbetrieb 2,02 kWh ($E_{GE,Z}$) als Antriebsenergie am Getriebeeingang zur Verfügung, am Abtrieb wird eine Energie von 1,80 kWh ($E_{GD,Z}$) gemessen. Mit dem verwendeten Schlupfmodell für die Antriebsräder des Fahrzeugs wird die am Differential abgegebene mechanische Arbeit auf 1,78 kWh ($E_{F,Z}$) gemindert. Es wurde eine Fahrwiderstandsenergie von 1,09 kWh erbracht. Die gesamte, in der Masse des Fahrzeugs zwischengespeicherte kinetische Energie beläuft sich auf 0,99 kWh ($E_{B,Z}$). Im Schubbetrieb fließen 0,82 kWh ($E_{F,S}$) der kinetischen Energie zurück in den Antriebsstrang. Die Bremse dissipiert 0,29 kWh (E_{Br}). Die restliche Energie 0,52 kWh ($E_{GD,S}$) fließt im Schubbetrieb durch das Getriebe zum E-Motor, wo 0,46 kWh ($E_{GE,S}$) von der E-Maschine generatorisch aufgenommen werden. Der Elektromotor nimmt im generatorischen Betrieb insgesamt eine mechanische Energie von 0,86 kWh ($E_{EM,G}$) aus dem Antriebsstrang auf, wovon wiederum 0,28 kWh ($E_{EM,EF}$) mechanische Energie im elektrischen Betrieb zum Antrieb des Fahrzeugs verwendet werden. Die Differenz von 0,58 kWh deckt die elektrischen Verluste von E-Maschine mit Umrichter ($E_{EM,VI} = 0,14$ kWh) und die Innenwiderstandsverluste der Batterie von 0,04 kWh ($E_{Ba,VI}$) und versorgt Hydraulik ($E_{Hy,el} = 0,18$ kWh) und Nebenverbraucher ($E_{NV} = 0,25$ kWh). Zusätzlich ergibt sich in der Batterie eine leicht negative Ladebilanz von $\Delta E_{Ba} = -0,02$ kWh.

6.2.2 Analyse von Betrieb und Wirkungsgrad

6.2.2.1 Geschwindigkeit, Fahrenergien

Tabelle 6-12, A zeigt Werte, die sich aus dem Zyklus und den Fahrzeugdaten ergeben. Im Vergleich zum NEFZ ist der FTP72 in Zeitdauer (~23 Minuten) und Strecke (~12 km) etwas länger. Aufgrund der im Durchschnitt niedrigeren Geschwindigkeiten ist die Fahrwiderstandsenergie ($E_{FW,SZ} = 1,08$ kWh), vor allem wegen des geringeren Luftwiderstandanteils von nur 27%, jedoch geringer. Auch der leicht geschwindigkeitsabhängige Rollwiderstandsbeiwert f_r zeigt mit 0,014 einen etwas niedrigeren Wert als im NEFZ. Eine höhere Beschleunigungsenergie ($E_{B,SZ} = 1,06$ kWh) führt allerdings zu höheren Fahrenergien im Zug- und Schubbetrieb ($E_{F,SZ,Z} = 1,8$ kWh / $E_{F,SZ,S} = 0,7$ kWh), was sich sowohl in einem höheren

Verbrauch, als auch in einem höheren Rekuperationspotential äußert. Des Weiteren zeichnet sich der Zyklus durch einen geringeren Stillstandsanteil aus. Bei gleichem Anteil für den Zugbetrieb ist der zeitliche Anteil für den Schubbetrieb mit 25 % gegenüber 15 % im NEFZ erhöht.

A: Zyklus und Referenzleistungen			
Zyklusstrecke	$s_{ges,SZ}$	11,986	km
Zyklusdauer	t_{SZ}	1371	s
Zeitanteil Stillstand / Zug / Schub	--	17/58/25	%
Fahrwiderstandsenergie Soll-Zyklus	$E_{FW,SZ}$	1,077	kWh
Anteile v. Roll-/Luftwiderstand am Fahrwiderstand		73 / 27	%
Beschleunigungsenergie	$E_{B,SZ}$	1,057	kWh
Referenz-Fahrenergie im Zugbetrieb	$E_{F,SZ,Z}$	1,798	kWh
Referenz-Fahrenergie im Schubbetrieb	$E_{F,SZ,S}$	0,707	kWh
B: Gemessene Größen und Abweichungen			
Abweichung der Fahrenergie im Zugbetrieb	--	-0,98	%
Abweichung aus Geschwindigkeit / Fahrwiderstand		(-2,62 / -1,69)	
Abweichung der Fahrenergie im Schubbetrieb	--	+15,8	%
Abweichung aus Geschwindigkeit / Fahrwiderstand		(-8,0 / +25%)	
Bremsenergie	E_{Br}	0,287	kWh
über die Strecke gemittelter Treibschlupf / Bremsschlupf	S_T / S_B	0,5 / 0,8	%
energetisch gemittelter Rollreibungskoeffizient	f_r	0,0137	--

Tabelle 6-12: FTP72 – Zyklus, Fahrwiderstand und Fahrenergien

Tabelle 6-12, B zeigt die Abweichung der am Prüfstand gemessenen Fahrenergie in Zug- und Schubbetrieb gegenüber den Referenzwerten des FTP72-Zyklus. Für den Zugbetrieb liegt die Abweichung unter 1 %. Die Einzelabweichungen aus Geschwindigkeitsverlauf und Fahrwiderstand gleichen sich zum Teil aus. Im Schubbetrieb stellt es sich am Prüfstand für den FTP72, aufgrund der hohen Dynamik, deutlich schwieriger dar, den Fahrwiderstand exakt aufzuprägen. Die Auswertung zeigt leider eine deutliche Abweichung von ca. +16 %. Des Weiteren zeigt sich eine deutlich höhere Bremsenergie ($E_{Br} = 0,29$ kWh) als im NEFZ. Beim Schlupf fällt auf, dass, verursacht durch die häufigen und schnellen Bremsvorgänge, der Bremsschlupf (S_B) größer ist als der Treibschlupf (S_T).

6.2.2.2 Getriebewirkungsgrad

Bild 6-32 zeigt das Getriebe-Kennfeld für eine Antriebsdrehzahl von 2000 U/min. Die Betriebspunkte im V2-Bereich des Getriebes zeigen eine auffallende Häufung in einem mittleren Drehmomentbereich von 20 bis 80 Nm.

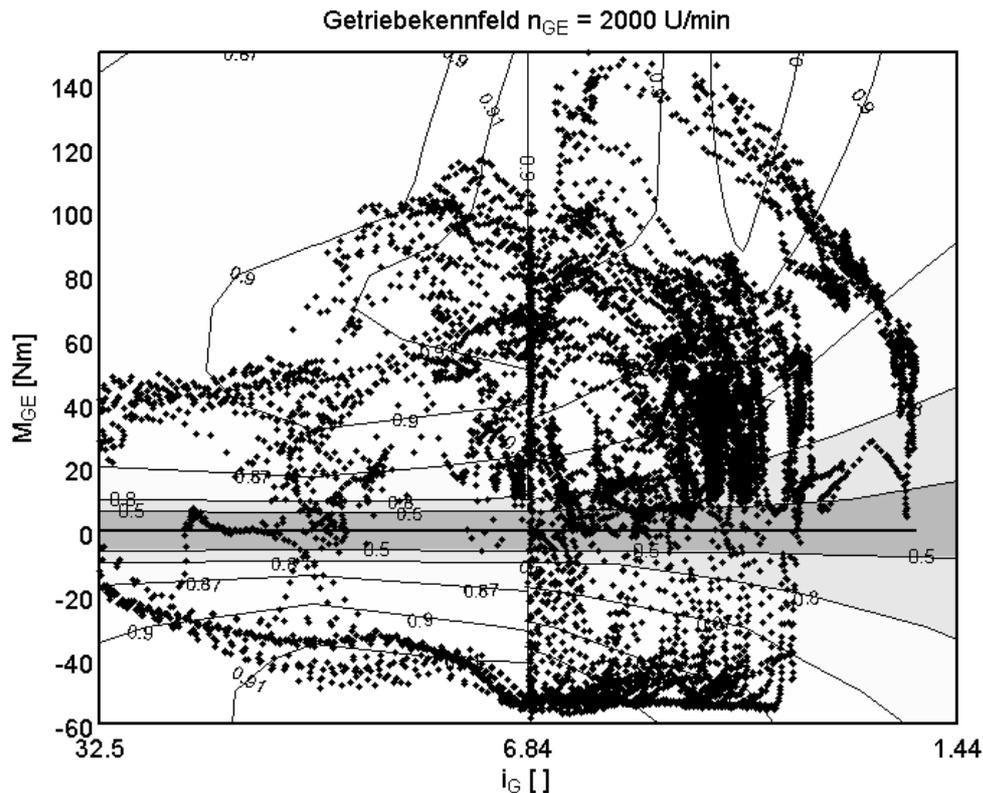


Bild 6-32: FTP72 – Betriebspunkte im Getriebekennfeld

Bild 6-33, A bis C zeigt die Verläufe von Drehzahl, Drehmoment und Übersetzung. **Bild 6-33, D** zeigt die zugehörigen Zeitsignale von gerechnetem $\eta_{G,GKF}$ und gemessenem η_G Getriebe-Wirkungsgrad. Es zeigt sich, wie schon im NEFZ, eine sehr gute Übereinstimmung.

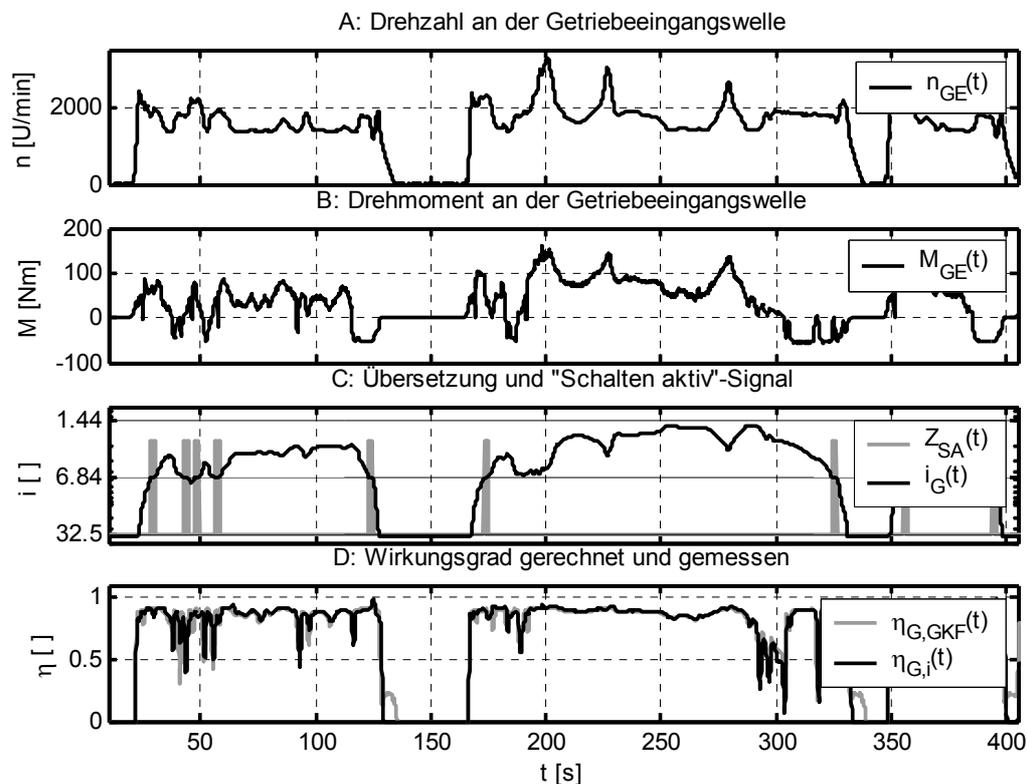


Bild 6-33: FTP72 – Getriebewirkungsgrad gerechnet und gemessen

Bild 6-34 zeigt den Betrag der normierten Energiedichte-Verteilung der Antriebsleistung an der Getriebeeingangswelle $\text{abs}(\delta n E_{\text{GE}}(P_{\text{GE}}))$. **Bild 6-34, B** zeigt die energetisch gemittelten Wirkungsgrad-Kurven $\eta_{\text{G},i}(P_{\text{GE}})$ und $\eta_{\text{G},\text{GKF}}(P_{\text{GE}})$ des Getriebewirkungsgrads $\eta_{\text{G},i}$ und des aus dem Kennfeld bestimmten Wirkungsgrads $\eta_{\text{G},\text{GKF}}$ über der Antriebsleistung. Die Verteilung der Antriebsleistung unterscheidet sich vom NEFZ durch ein gleichmäßigeres Aussehen. Die Energie-Anteile liegen stärker im unteren Leistungsbereich (unter 20 kW). Die ermittelten Wirkungsgradkurven sind dagegen nahezu identisch.

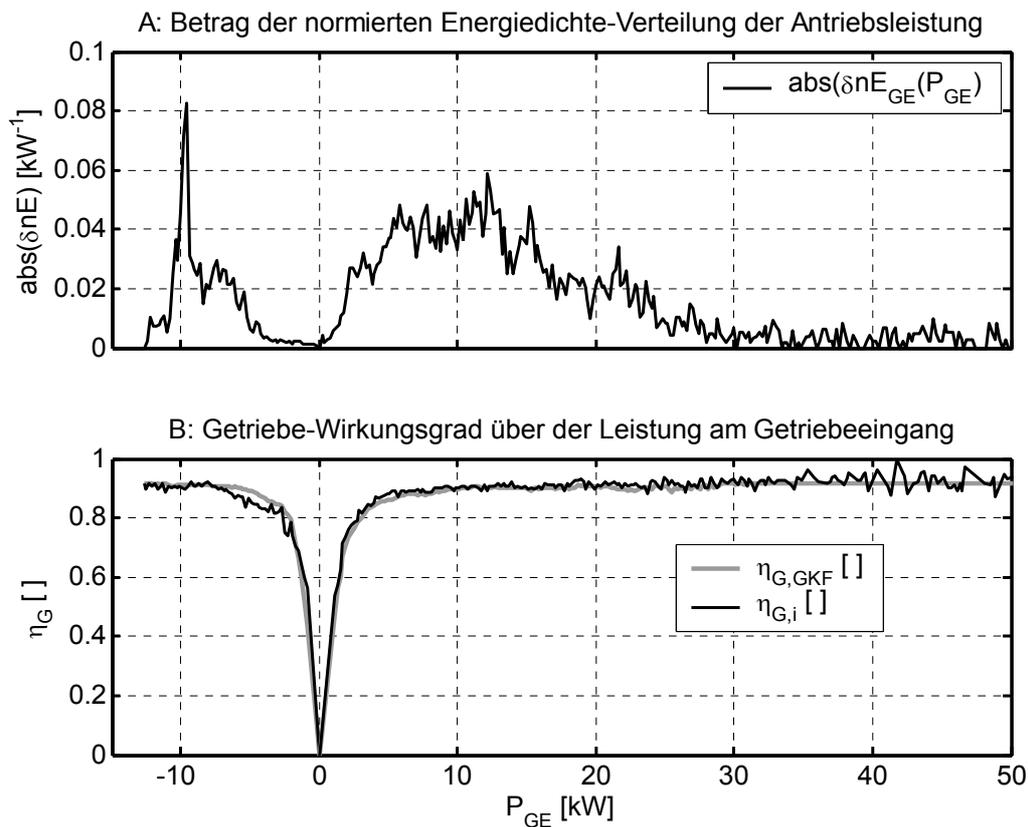


Bild 6-34: FTP72 – Energiedichte-Verteilung und Getriebewirkungsgrad

Bild 6-35, A zeigt die normierte Energiedichte-Verteilung der Antriebsleistung im Zug- und Schubetrieb über der Getriebeübersetzung ($\delta n E_{\text{GE},Z}(i_{\text{G}})$, $\delta n E_{\text{GE},S}(i_{\text{G}})$). Sowohl im Zug- als auch im Schubetrieb finden die wesentlichen Energieumsätze im V2-Bereich statt. Aufgrund der geringeren Gesamtenergie und Aufenthaltsdauer im Schubetrieb, spielt der Synchronpunkt mit seiner Verweildauer während des Schaltvorgangs im Schubetrieb eine größere Rolle als im Zugbetrieb.

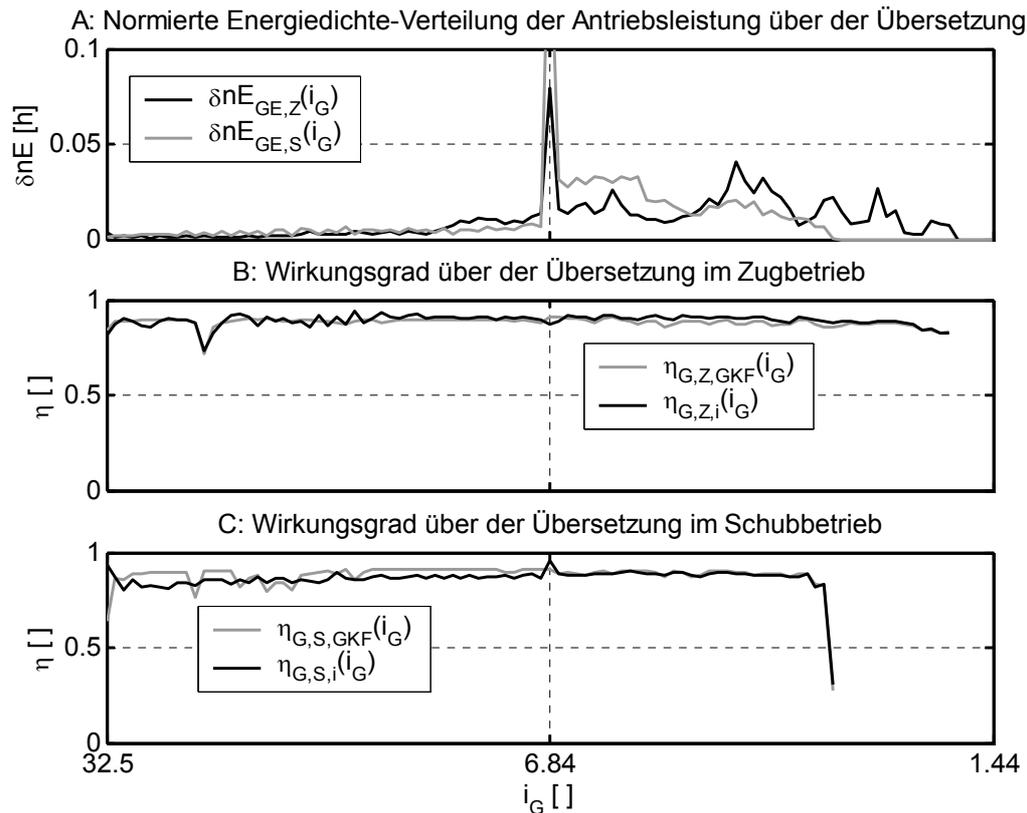


Bild 6-35: FTP72 – Getriebewirkungsgrad über der Übersetzung

Bild 6-35, B und C zeigt die energetisch gemittelten Wirkungsgrade $\eta_{G,GKF}$ und $\eta_{G,i}$ über der Übersetzung für den Zug- und den Schubbetrieb. Die Kurven von gerechnetem und gemessenem Wirkungsgrad passen wiederum sehr gut zusammen. Der Wirkungsgrad zeigt, sowohl im Schub- als auch im Zugbetrieb, nur geringe Schwankungen über der Übersetzung. Lediglich im V2-Bereich zeigt sich im Schubbetrieb bei kleinen Übersetzungen der Einfluss des Lastaufbaus nach dem Wechsel vom Zugbetrieb in den Schubbetrieb in Form von geringeren Wirkungsgraden.

Tabelle 6-13, A zeigt die An- und Abtriebsenergien am Getriebe in Zug- und Schubbetrieb. Die effektiven Wirkungsgrade für den Zug- bzw. Schubbetrieb ergeben sich bei einer Getriebeöltemperatur zwischen 50 bis 60°C zu 89 bzw. 88 %.

Tabelle 6-13, B zeigt die aus den Messdaten ermittelten Wirkungsgrade $\eta_{G,i}$ im Vergleich mit dem Wirkungsgrad $\eta_{G,GKF}$, der sich aus dem Kennfeld errechnet. Im Zugbetrieb zeigt der Wirkungsgrad $\eta_{G,i,Z}$ nahezu keine Differenz zum effektiven Wirkungsgrad $\eta_{G,Z}$. Im Schubbetrieb ist der Wirkungsgrad $\eta_{G,i,Z}$ um ca. 0,5 % besser als der Wirkungsgrad $\eta_{G,S}$. Beim Vergleich mit den Wirkungsgraden aus dem Kennfeld ($\eta_{G,KF,Z}$, $\eta_{G,KF,S}$) ergibt sich im Zugbetrieb ein um 0,8 % besserer und im Schubbetrieb 0,7 % schlechterer Wirkungsgrad (gegenüber $\eta_{G,i}$). Im Rahmen der Messgenauigkeit am Prüfstand kann wiederum eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und Getriebekennfeld festgestellt werden. Der im Vergleich zum NEFZ bessere Getriebewirkungsgrad im Schubbetrieb in Messung und Rechnung ist auf die höhere Rekuperationsleistung und -energie im FTP72 zurückzuführen. Durch den etwas besseren

Getriebe-Wirkungsgrad gegenüber dem Kennfeld ergibt sich ein Verbrauchsvorteil von 0,04 l/100 km.

A: An-/Abtriebsenergien und effektiver Wirkungsgrad			
Energie an der Getriebeeingangswelle im Zugbetrieb	$E_{GE,Z}$	2,023	kWh
Energie am Getriebedifferential im Zugbetrieb	$E_{GD,Z}$	1,801	kWh
Energie an der Getriebeeingangswelle im Schubbetrieb	$E_{GE,S}$	0,460	kWh
Energie am Getriebedifferential im Schubbetrieb	$E_{GD,S}$	0,525	kWh
effektiver Wirkungsgrad im Zugbetrieb	$\eta_{G,Z}$	89,0	%
effektiver Wirkungsgrad im Schubbetrieb	$\eta_{G,S}$	87,6	%
B: Vergleich mit Getriebekennfeld (GKF)			
Wirkungsgrad im Zugbetrieb	$\eta_{G,Z,i}$	89,1	%
Wirkungsgrad im Zugbetrieb aus Getriebekennfeld	$\eta_{G,Z,GKF}$	88,3	%
Wirkungsgrad im Schubbetrieb	$\eta_{G,S,i}$	88,2	%
Wirkungsgrad im Schubbetrieb aus Getriebekennfeld	$\eta_{G,S,GKF}$	88,9	%
Mehrverbrauch gegenüber dem Kennfeld im Zugbetrieb	$\Delta V_{100,GKF,Z}$	- 0,046	l/100 km
Mehrverbrauch gegenüber dem Kennfeld im Schubbetrieb	$\Delta V_{100,GKF,S}$	+0,007	l/100 km
C: Wirkungsgrad bei optimaler Übersetzung (i_{optr})			
Wirkungsgrad im Zugbetrieb bei optimaler Übersetzung	$\eta_{G,Z,GKF,ioptr}$	88,5	%
Wirkungsgrad im Schubbetrieb bei optimaler Übersetzung	$\eta_{G,S,GKF,ioptr}$	87,9	%
Mehrverbrauch gegenüber opt. Übersetzung im Zugbetrieb	$\Delta V_{100,G,ioptr}$	+0,012	l/100 km
Mehrverbrauch gegenüber opt. Übersetzung im Schubbetr.	$\Delta V_{100,G,ioptr}$	- 0,010	l/100 km

Tabelle 6-13: FTP72 – Ergebnisse der Analyse des Getriebewirkungsgrads

Tabelle 6-13, C zeigt die aus dem Kennfeld ermittelten Wirkungsgrade $\eta_{G,Z,GKF,ioptr}$ und $\eta_{G,S,GKF,ioptr}$ bei optimaler Übersetzungsverstellung. Es ergibt sich im Zugbetrieb eine Wirkungsgradsteigerung von +0,2 %, im Schubbetrieb von -1,0 % gegenüber dem Wirkungsgrad der gemessenen Betriebsführung. Die beiden Abweichungen löschen sich jedoch gegenseitig nahezu aus. Die Abweichungen der Übersetzungsverstellung von der Verstellstrategie haben damit vom Getriebewirkungsgrad kaum Einfluss auf den Verbrauch.

6.2.2.3 Übersetzungsverstellung

Bild 6-36 zeigt die Übersetzungsverstellung im iv-Diagramm. Im Vergleich mit dem NEFZ fallen die höheren Drehzahlen des Verbrennungsmotors auch schon bei niedrigen Geschwindigkeiten auf, was durch die schnelleren Beschleunigungen und die damit verbundene höhere Leistungsanforderung zu erklären ist. Beim Betrieb ohne V-Motor (TK offen) ist zu sehen, dass der Elektromotor zum Teil nicht auf Drehzahl gehalten werden kann. Vor allem in der Rekuperationsphase nach dem Umschaltvorgang treten zum Teil Drehzahlen von nur 1000 U/min auf. Im Vergleich mit dem NEFZ findet der Umschaltvorgang in einem größeren Geschwindigkeitsbereich von 15 bis 45 km/h statt.

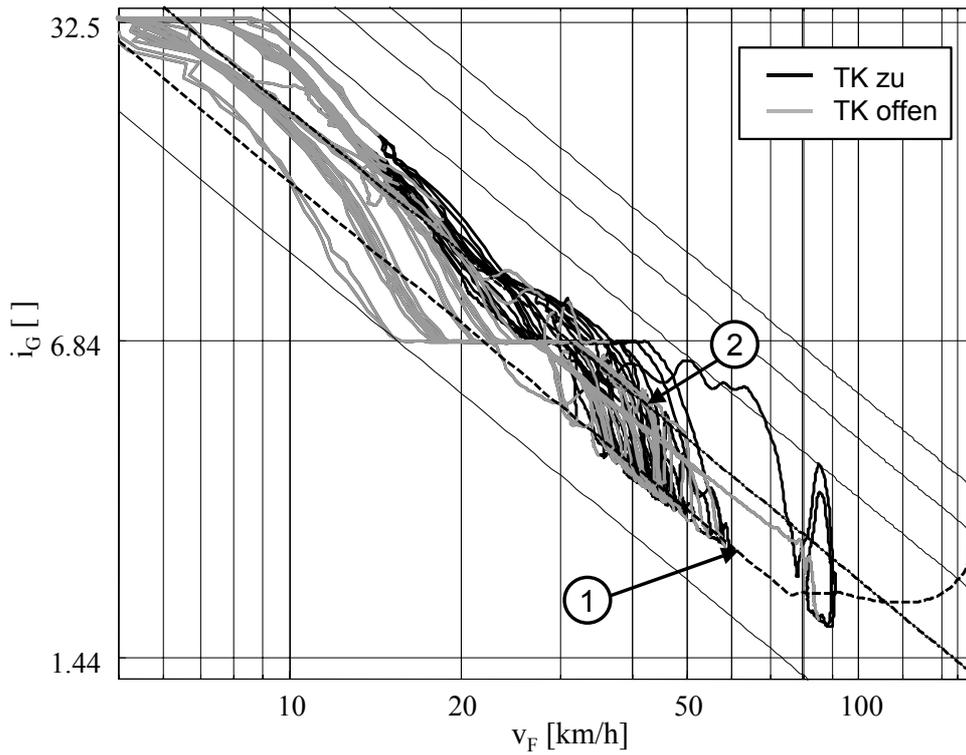


Bild 6-36: FTP72 – Übersetzungsverstellung im i_v -Diagramm (doppelt-logarithmisch)

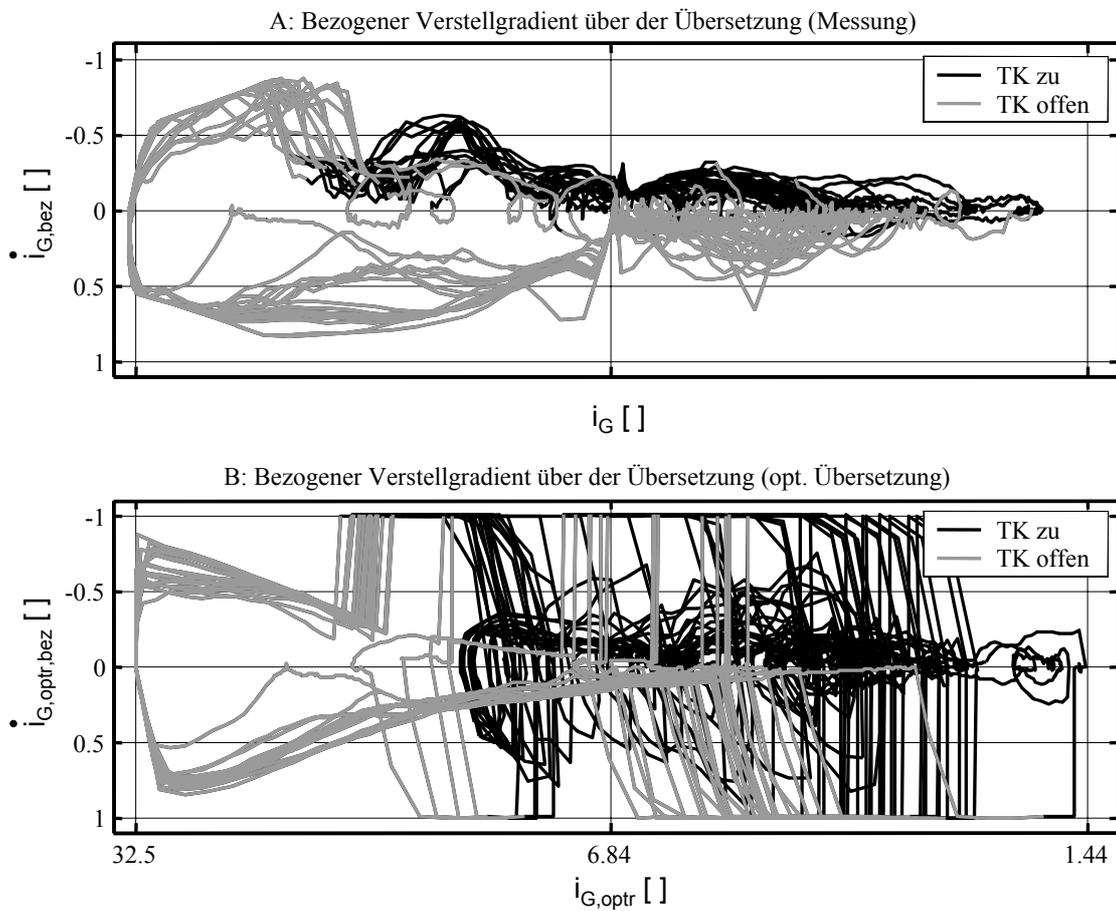


Bild 6-37: FTP72 – Bezogene Verstellgeschwindigkeit über der Übersetzung

Bild 6-37 zeigt den gemessenen bezogenen Übersetzungsgradienten $\dot{i}_{G,bez}(t)$, angetragen über der gemessenen Übersetzung $i_G(t)$ des Getriebes, im Vergleich mit dem berechneten optimalen Übersetzungsgradienten $\dot{i}_{G,opt,bez}(t)$ angetragen über der optimalen Übersetzung $i_{G,opt}(t)$. (Verstellung ins Schnelle ist nach oben angetragen).

Wie beim NEFZ zeigt sich auch bei dieser Messung, dass die Verstellgradienten beim Losfahren im V1-Bereich geringer sind als bei der optimalen Übersetzung. Dadurch kommt es in Folge zu überhöhten Drehzahlen des E-Motors, die im weiteren Verlauf beim Zukuppeln durch höhere Verstellgeschwindigkeiten wieder ausgeglichen werden. Im V2-Bereich zeigen sich in der Messung, trotz der hohen Dynamik des Fahrzyklus, nur moderate Verstellraten. Das Signal der optimalen Übersetzung zeigt hier große Ausschläge bei Lastwechseln im Antriebsstrang und beim Zu- und Abkuppeln des Verbrennungsmotors.

Bild 6-38 zeigt die Wahrscheinlichkeitsdichte von gemessener und optimaler Übersetzung. Stillstandszeiten sind von der Auswertung ausgenommen. Im Gegensatz zum NEFZ zeigt die Verteilung eine etwas breitere Ausbildung. Die meisten Zeit-Anteile liegen jedoch nach wie vor in einem Intervall von $\pm 0,2$ 1/s, bis $\pm 0,4$ 1/s sind noch nennenswerte Anteile zu erkennen. Auch im FTP72 ist in dieser Darstellung der Unterschied zwischen optimaler und realer Übersetzungsverstellung nicht nennenswert.

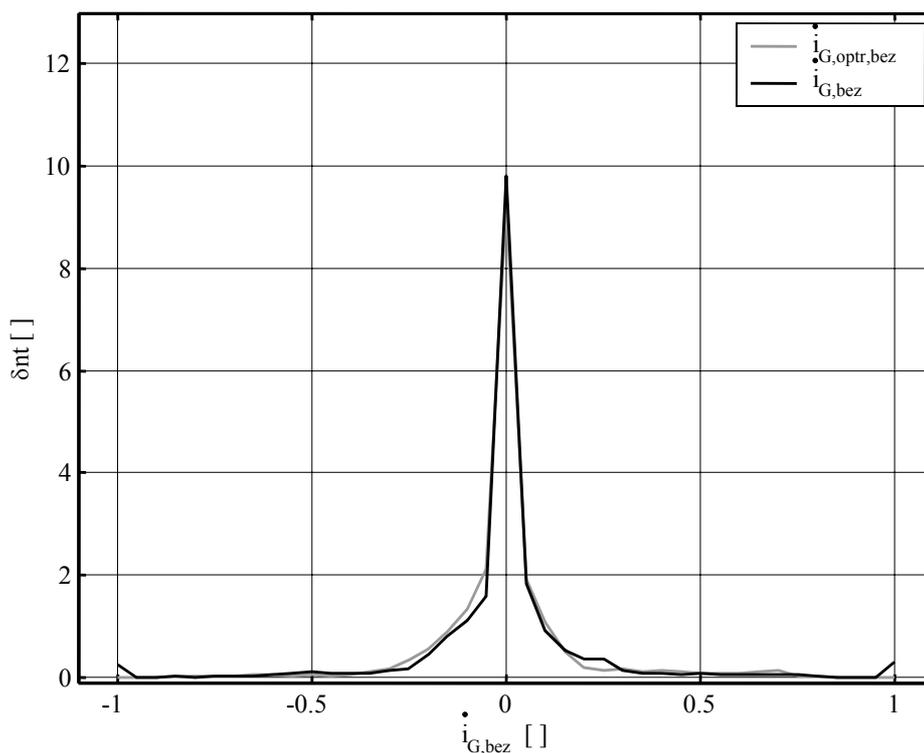


Bild 6-38: FTP72 – Wahrscheinlichkeitsdichte der Verstellgeschwindigkeit

6.2.2.4 Verbrennungsmotor

Bild 6-39 zeigt die Betriebspunkte des Verbrennungsmotors im Kennfeld, dargestellt mit BOL (1), Grenzkurven für 1 % Mehrverbrauch (2) und Leistungsgrenze P_2 (3).

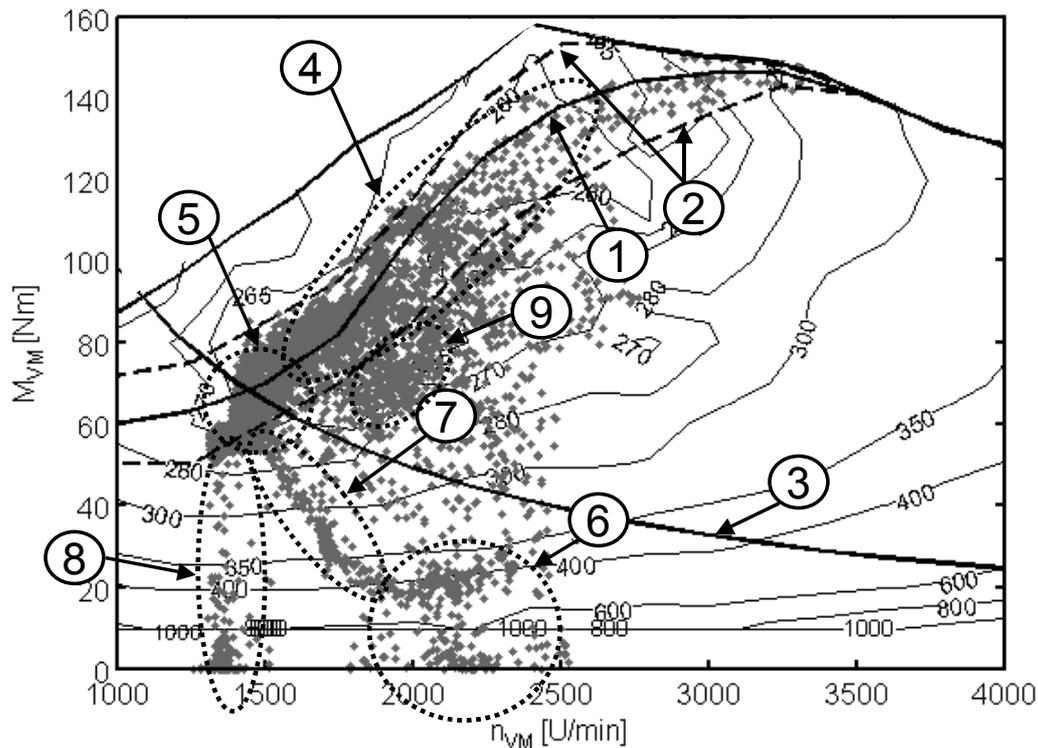


Bild 6-39: FTP72 – Betriebspunkte des Verbrennungsmotors

Es lassen sich wiederum folgende Bereiche erkennen:

- Betriebspunkte entlang der BOL (4)
- Betriebspunkte am Schnittpunkt BOL mit P_2 (5)
- Betriebspunkte durch Lastanhebung (6) und Verstellvorgang (7) nach dem Zukuppeln
- Betriebspunkte durch Lastabbau vor dem Abkuppeln (8)
- Betriebspunkte während des Umschaltvorgangs (9)

Die Streuung der Betriebspunkte ist jedoch deutlich größer als im NEFZ. Diesen Eindruck bestätigt ebenfalls **Bild 6-40**.

Wiederum zu sehen ist die hohe Verbrauchsichte auf dem Schnittpunkt zwischen BOL und Leistungsgrenze P_2 (1). Mit nicht so hoher Verbrauchsichte folgt der Verbrauch auf der BOL oberhalb von P_2 (2). Streuende Betriebspunkte durch den Umschaltvorgang des Getriebes (3) und den Startvorgang des Verbrennungsmotors (4) führen lediglich zu sehr kleinen Verbrauchsanteilen. Der Verbrauch beim Abkuppeln des Motors (5) lässt sich kaum erkennen. Deutlich ausgeprägter als im NEFZ ist eine Streuung von Betriebspunkten in den Teillastbereichen bei mittleren Drehzahlen und Drehmomenten, die nicht klar zuzuordnen sind und wahrscheinlich von schnellen Lastwechseln verursacht werden.

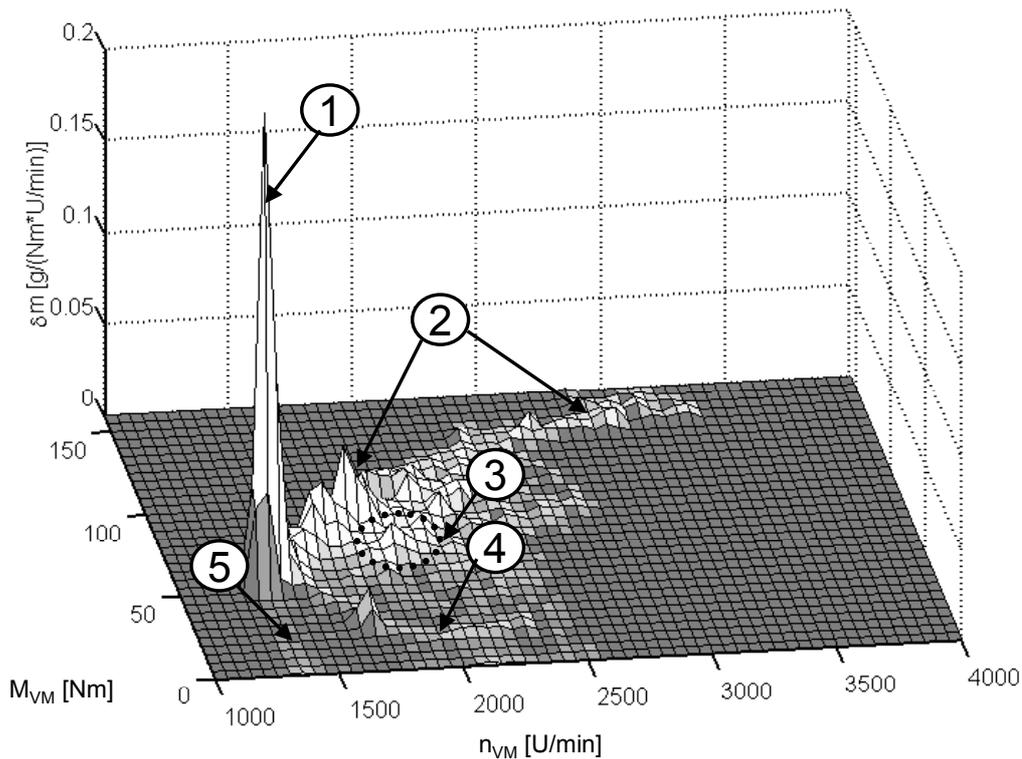


Bild 6-40: FTP72 – Verteilung des Kraftstoffverbrauchs im Motorkennfeld

Tabelle 6-14, A zeigt den gemessenen Verbrauch des Verbrennungsmotors im Vergleich zum Kennfeld. Der Verbrennungsmotor hat mit geschlossener Trennkupplung 578 g Kraftstoff verbraucht und 2,15 kWh mechanischer Energie abgegeben. Daraus ergeben sich ein spezifischer Kraftstoffverbrauch von 269 g/kWh und ein relativer Wirkungsgrad von 95,4 %. Der entsprechend Kennfeld berechnete Wirkungsgrad liegt bei 94,2 %. Der Verbrennungsmotor hat also gegenüber dem Kennfeld einen um 1,2 % besseren Wirkungsgrad erzielt, was einem Verbrauchsvorteil von 0,69 l/100 km entspricht.

A. Prüfstandsmotor im Vergleich mit Kennfeld			
abgegebene Energie	$E_{VM,TK}$	2,154	kWh
gemessener Kraftstoffverbrauch im zugekuppelten Betrieb	$m_{Kr,TK}$	577,9	g
relativer VM-Wirkungsgrad	$\eta_{VM,rel}$	95,4	%
relativer VM-Wirkungsgrad aus Kennfeld	$\eta_{VM,rel,KF}$	94,2	%
Mehrverbrauch gegenüber dem Kennfeld	$\Delta V_{100,VM,KF}$	- 0,069	l/100 km
B: Ideale Betriebsführung auf der BOL			
relativer VM-Wirkungsgrad aus BOL	$\eta_{VM,rel,BOL}$	96,8	%
Realisierungsgrad „Betrieb auf der BOL“	$R_{VM,BOL}$	97,3	%
Mehrverbrauch gegenüber idealem Betrieb	$\Delta V_{100,VM,BOL}$	+ 0,151	l/100 km
C: Vergleich mit Referenz-Motor			
relativer VM-Wirkungsgrad aus BOL	$\eta_{VM,rel,RBOL}$	92,8	%

Tabelle 6-14: FTP72 – Ergebnisse der Analyse des Verbrennungsmotor-Betriebs

Der entsprechend BOL (Tabelle 6-14, B) maximal erreichbare relative Verbrennungsmotor-Wirkungsgrad liegt bei 96,8 %. Damit konnte aufgrund der stärker streuenden Betriebspunkte lediglich ein Realisierungsgrad von 97,3 % (im NEFZ liegt der Realisierungsgrad bei 99 %) erreicht werden, was einem Mehrverbrauch von +0,15 l/100 km entspricht. Der Referenz-Motor zeigt dagegen einen deutlich geringeren relativen Wirkungsgrad ($\eta_{VM,RBOL}$) auf der BOL. Aufgrund der anderen Kennfeldform wäre bei diesem Kennfeld eine Erhöhung der Leistungsgrenzen sinnvoll.

6.2.2.5 E-Maschine

Bild 6-41 zeigt die E-Motor-Betriebspunkte im Kennfeld der TFM, unterschieden nach Betrieb mit offener und geschlossener Trennkupplung. Die meisten Betriebspunkte liegen in einem Drehzahlbereich zwischen 2000 U/min und 1300 U/min. Dabei fällt wie im NEFZ auf, dass wiederum Betriebspunkte ohne Verbrennungsmotor, entgegen der Strategie, unterhalb der Nenn Drehzahl liegen.

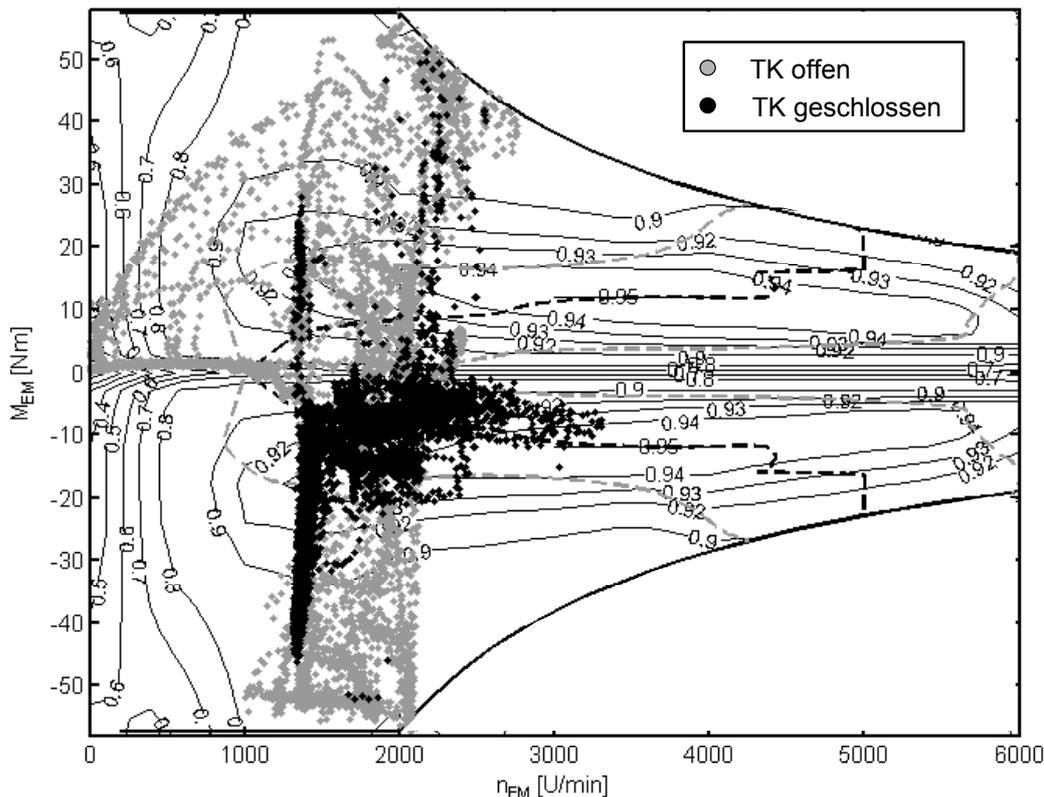


Bild 6-41: FTP72 – Betriebspunkte im E-Maschinenkennfeld

Bild 6-42 zeigt wiederum die Betriebspunkte des E-Motors bei idealer Übersetzungsverstellung entsprechend Strategie:

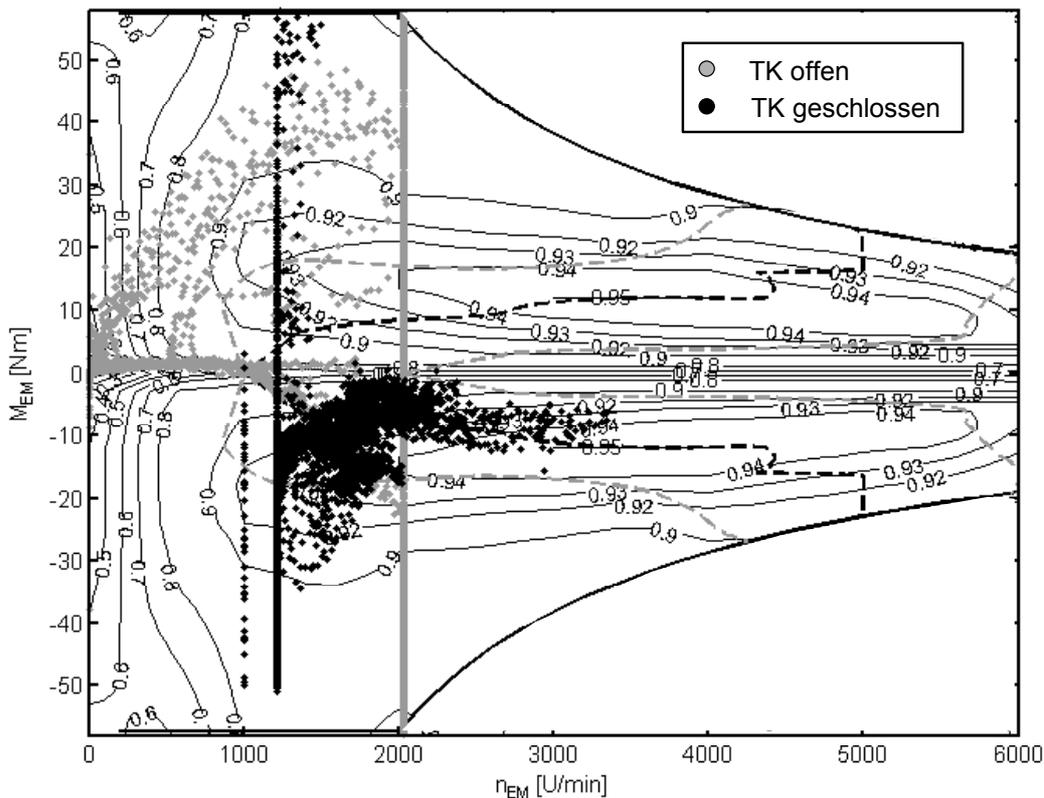


Bild 6-42: FTP72 – Betriebspunkte im E-Maschinenkennfeld bei optimaler Übersetzung

Im Folgenden wird das Wirkungsgradverhalten der E-Maschine in Bezug auf die Leistung näher betrachtet:

Bild 6-43, A zeigt die Energiedichte-Verteilung der mechanischen E-Maschinen-Leistung. **Bild 6-43, B und C** zeigt die Wirkungsgrade der E-Maschine für die gemessene Betriebsführung und für die Betriebsführung entsprechend optimaler Übersetzungsverstellung, angetragen über der Leistung. **Bild 6-43, D** zeigt die Wirkungsgradkurven der TFM bei Nenndrehzahl und auf der BOL, ebenfalls angetragen über der Leistung. Motorischer Betrieb der E-Maschine findet bei positiven Leistungen statt.

Die Energiedichte-Verteilung zeigt, dass unter 1,5 kW kaum Energieumsatz stattfindet. Der aus dem realen Betrieb berechnete Wirkungsgrad η_{EM} bewegt sich zwischen 95 und 80 %. Der Wirkungsgrad auf Basis der optimalen Getriebeverstellung $\eta_{EM,ioptr}$ zeigt zwar eine weniger streuende Verteilung, liegt jedoch nur geringfügig besser.

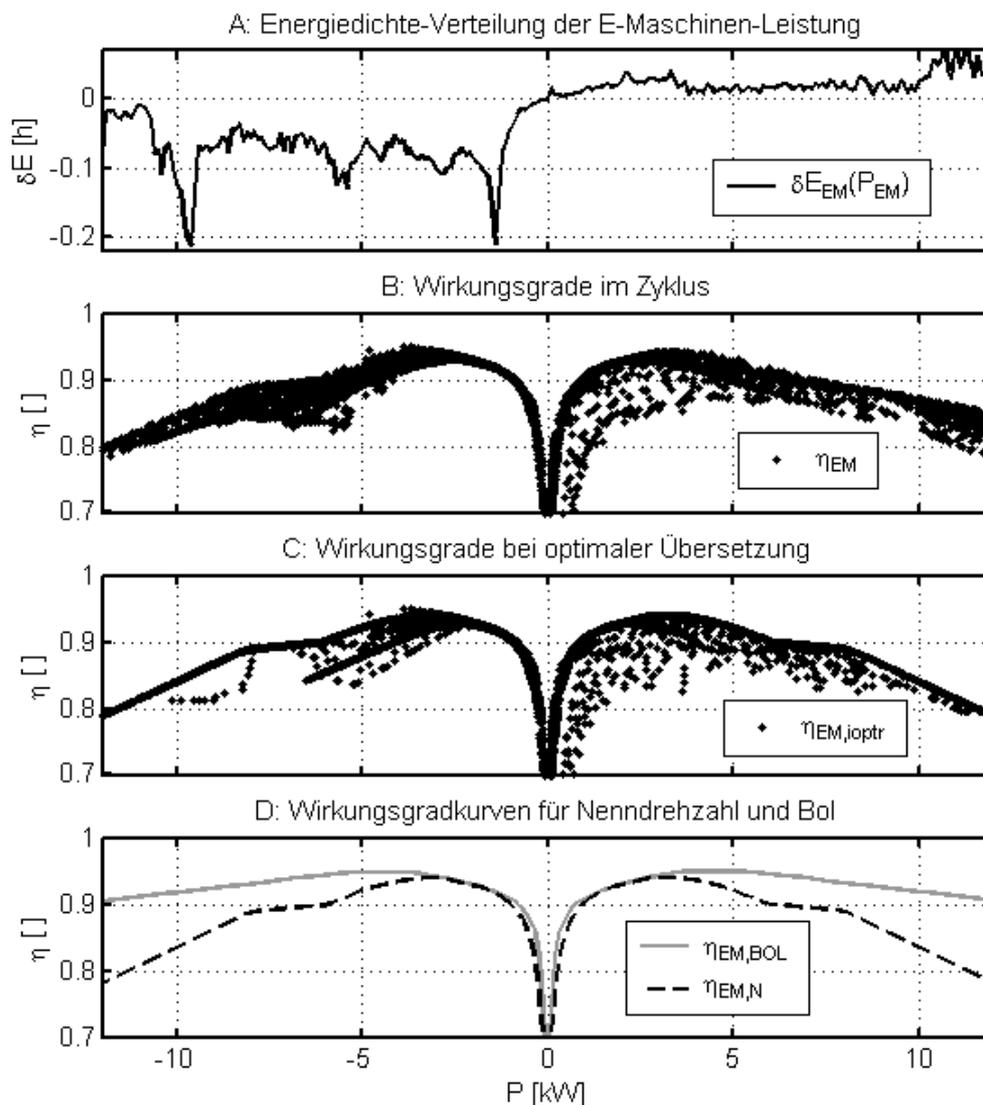


Bild 6-43: FTP72 – Energiedichte-Verteilung und Wirkungsgrade der E-Maschine

Tabelle 6-15, A zeigt die gemessenen Energien und die realen Wirkungsgrade. Im motorischen Betrieb wird eine Energie ($E_{EM,M}$) von 0,28 kWh erbracht, im generatorischen Betrieb wird eine mechanische Energie ($E_{EM,G}$) von 0,86 kWh aufgenommen. Davon stammen mehr als 52 % aus der Rekuperation, ungefähr 28 % aus der Lastanhebung des Verbrennungsmotors und 20 % aus dem Betriebsfall „Ladeerhaltung“. Die TFM erzielt Wirkungsgrade von 87,7 % im motorischen und 88,1 % im generatorischen Betrieb.

Insgesamt ergibt sich in Motor und Umrichter ein elektrischer Verlust $E_{EM,VI}$ von 0,14 kWh. Beim Betrachten der einzelnen generatorischen Betriebsfälle fällt auf, dass die E-Maschine in der Rekuperation, wegen der hohen Leistungen, nur einen Wirkungsgrad von 85 % aufweist. Im generatorischen Laden werden immerhin 91 % erreicht, die Ladeerhaltung zeigt mit 92 % den besten Wirkungsgrad. Die ASM weist insgesamt nahezu doppelt so hohe Verluste auf. Ansonsten lassen sich fast alle beschriebenen Effekte ebenso auf die ASM übertragen.

A. Gemessene Energien und Wirkungsgrade		TFM	ASM	
motorisch erbrachte mechanische Arbeit	$E_{EM,M}$	0,275		kWh
generatorische aufgenommene mechanische Arbeit	$E_{EM,G}$	0,864		kWh
Anteile an der generatorischen Energie (GL/LE/R)	--	28 / 20 / 52		%
Wirkungsgrad im motorischen Betrieb	$\eta_{EM,M}$	87,7	79,1	%
Wirkungsgrad im generatorischen Betrieb	$\eta_{EM,G}$	88,1	78,2	%
gesamte elektrische Verlustenergie	$E_{EM,VI}$	0,142	0,261	kWh
Wirkungsgrad im Betriebsfall GL	$\eta_{EM,GL}$	90,7	79,2	%
Wirkungsgrad im Betriebsfall LE	$\eta_{EM,LE}$	92,3	80,8	%
Wirkungsgrad im Betriebsfall R	$\eta_{EM,R}$	85,0	76,7	%
B: Optimale Übersetzungsverstellung		TFM	ASM	
Wirkungsgrad im mot. Betrieb bei opt. Übersetzung	$\eta_{EM,M,ioptr}$	86,4	78,3	%
Wirkungsgrad im gen. Betrieb bei opt. Übersetzung	$\eta_{EM,G,ioptr}$	88,7	79,4	%
Mehrverbrauch gegenüber optimaler Übersetzung	$\Delta V_{100,EM,ioptr}$	0,005	0,023	l/100km
C: Potentiale		TFM	ASM	%
Wirkungsgrad im gen. Betrieb auf der BOL	$\eta_{EM,M,BOL}$	92,5	83,8	%
Wirkungsgrad im gen. Betrieb auf der BOL	$\eta_{EM,G,BOL}$	93,3	84,8	%
Potential BOL-Betrieb gegenüber opt. Übersetzung	$\Delta V_{100,EM,BOL}$	0,165	0,178	l/100km

Tabelle 6-15: FTP72 – Ergebnisse der Analyse des Elektromotor-Betriebs

Beim Betrieb mit optimaler Übersetzung (**Tabelle 6-15, B**) zeigen sich im motorischen Betrieb ein Wirkungsgradverlust von 1,3 % und im generatorischen Betrieb einen Wirkungsgradgewinn von 0,6 %. Der reale Betrieb ist geringfügig schlechter als die optimale Übersetzung nach Strategie. Der Mehrverbrauch liegt bei 0,005 l/100 km. Bei der ASM kommt es zu einem Mehrverbrauch von 0,02 l/100 km.

Ein deutliches Potential von 0,17 bzw. 0,18 l/100 km gegenüber dem Betrieb bei optimaler Übersetzung zeigt sich beim Betrieb auf der BOL der jeweiligen E-Maschine (**Tabelle 6-15, C**).

6.2.2.6 *Hydraulikversorgung des Getriebes*

Bild 6-44 zeigt die Energiedichte-Verteilung der hydraulischen Leistung. Es zeigt sich, wie beim NEFZ, ein Maximum bei Leistungen um 0,12 kW, das dem Zustand „Null Drehmoment und Verstellung“ des Getriebes entspricht, und ein zweites Maximum bei 0,35 kW, das durch das Schalten der Kupplungen zustande kommt.

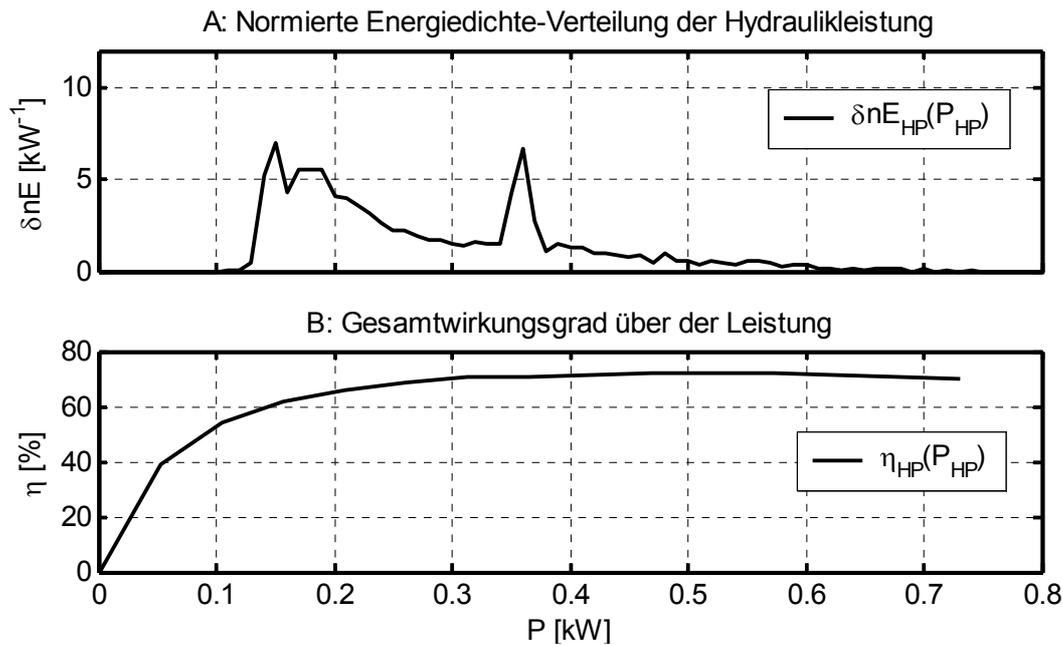


Bild 6-44: FTP72 – Energiedichte-Verteilung der Hydraulikleistung und Wirkungsgrad

Auch für den FTP72 konnte für den V1- und V2-Bereich der Zusammenhang zwischen dem bezogenen Übersetzungsgradienten \dot{i}_{bez} und der Stellung des VKSS ermittelt werden (**Bild 6-45**). Damit kann der hydraulische Energieaufwand für eine optimale Übersetzungsverstellung abgeschätzt werden.

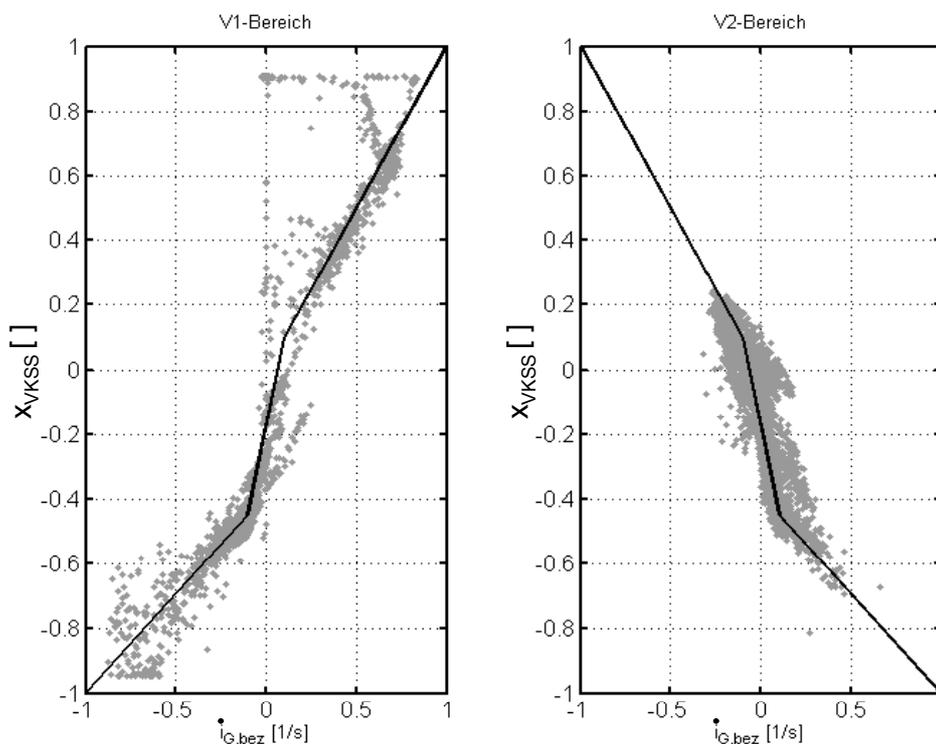


Bild 6-45: FTP72 – Zusammenhang zwischen Verstellung und VKSS-Stellung

Tabelle 6-16, A zeigt die Ergebnisse der Auswertung von Energiebedarf und Wirkungsgrad. Für die Hochdruckpumpe wurde ein hydraulischer Energiebedarf von 0,09 kWh ($E_{\text{HP,hy}}$) gemessen. Rechnet man die unterschiedlichen Zykluszeiten heraus, so sind das 9 % mehr als im NEFZ. Der Wirkungsgrad der Hochdruckpumpe, inklusive Motor und Umrichter, liegt im

Vergleich um 1 % höher bei 66 %. Zusammen mit der Schmierölpumpe ergibt sich ein elektrischer Energiebedarf von 0,18 kWh, was ca. 0,5 l/100 km entspricht. Die Schmierölpumpe mit einem Wirkungsgrad von 41 % hat daran einen Anteil von 25 %.

A: Energiebedarf			
Gemessener hydraulischer Energiebedarf	$E_{HP,hy}$	0,090	kWh
Wirkungsgrad der Hochdruckpumpe mit E-Motor und Umrichter	η_{HP}	66,3	%
Elektrischer Energiebedarf der Hochdruckpumpe	$E_{HP,el}$	0,136	kWh
Hydraulischer Energiebedarf der Schmierölpumpe	$E_{SP,hy}$	0,019	kWh
Wirkungsgrad der Schmierölpumpe	η_{SP}	41	%
Elektrischer Energiebedarf der Schmierölpumpe	$E_{SP,el}$	0,046	kWh
Elektrischer Energiebedarf gesamt	$E_{Hy,el}$	0,182	kWh
Energieanteile HP für Grunddruck, Drehmoment-Übertragung, Verstellung, Umschaltvorgang und Trennkupplung	--	60/14/14/17/8	%
B: Optimale Verstellung			
Hydraulischer Mehrbedarf gegenüber optimaler Verstellung	--	- 0,0025	kWh
Mehrverbrauch gegenüber optimaler Verstellung	$\Delta V_{100,HP,ioptr}$	- 0,011	l/100km
C: Anteile / Potentiale			
Reduktion durch Stillstandsabschaltung von SP und HP	--	8	%
Verbrauchseinsparung durch Stillstandsabschaltung	$\Delta V_{100,Hy,StA}$	0,03	l/100km
Energie-Bedarf für Verstellung und Anpressung ohne Strömungsverluste und Kupplungen bei 6,7 l/min	--	50	%

Tabelle 6-16: FTP72 – Ergebnisse der Analyse des Hydraulik-Energiebedarfs

Für die optimale Verstellung (**Tabelle 6-16, B**) ergibt sich lediglich ein Mehrverbrauch von 0,003 kWh, was 0,01 l/100 km entspricht.

Die Analyse des Hydraulikbedarfs der Hochdruckpumpe (**Tabelle 6-16, C**) zeigt einen Energieanteil von 60 % für die Überwindung des Grunddrucks. Getriebeverstellung und Drehmoment-Übertragung erzeugen jeweils weitere 14 %. Der Umschaltvorgang und das Betätigen der Trennkupplung verursachen immerhin 8 % bzw. 4 % des hydraulischen Energiebedarfs. Gegenüber dem NEFZ zeigen sich eine Zunahme der Energieanteile von Verstellung und Drehmoment-Übertragung von +2 bzw. +1 % und eine Zunahme der Energieanteile für den Umschaltvorgang von +4 % und das Öffnen der Trennkupplung von +2 %.

6.2.2.7 Einhaltung der Leistungsgrenzen

Bild 6-46 zeigt die gemessenen Leistungen von E-Motor ($P_{EM}(t)$) und V-Motor ($P_{VM}(t)$), angetragen über der gemessenen Antriebsleistung $P_{GE}(t)$.

Es lassen sich die Betriebsbereiche I bis IV erkennen. Wiederum zeigen sich die Abweichungen:

1. verspätetes Zukuppeln des V-Motors:

- Betriebspunkte E-Motor auf Winkelhalbierenden (1) und V-Motor auf Abszisse (2) in den Bereichen II und III

2. langsames Einregeln des optimalen Betriebs:

- streuende Punkte des E-Motors (3) und des V-Motors (4)

Diese Abweichungen sind jedoch stärker ausgeprägt als im NEFZ. Hinzu kommt eine größere Streuung der Betriebspunkte im regulären Betrieb, d.h. auch ohne Wechsel der Betriebsart.

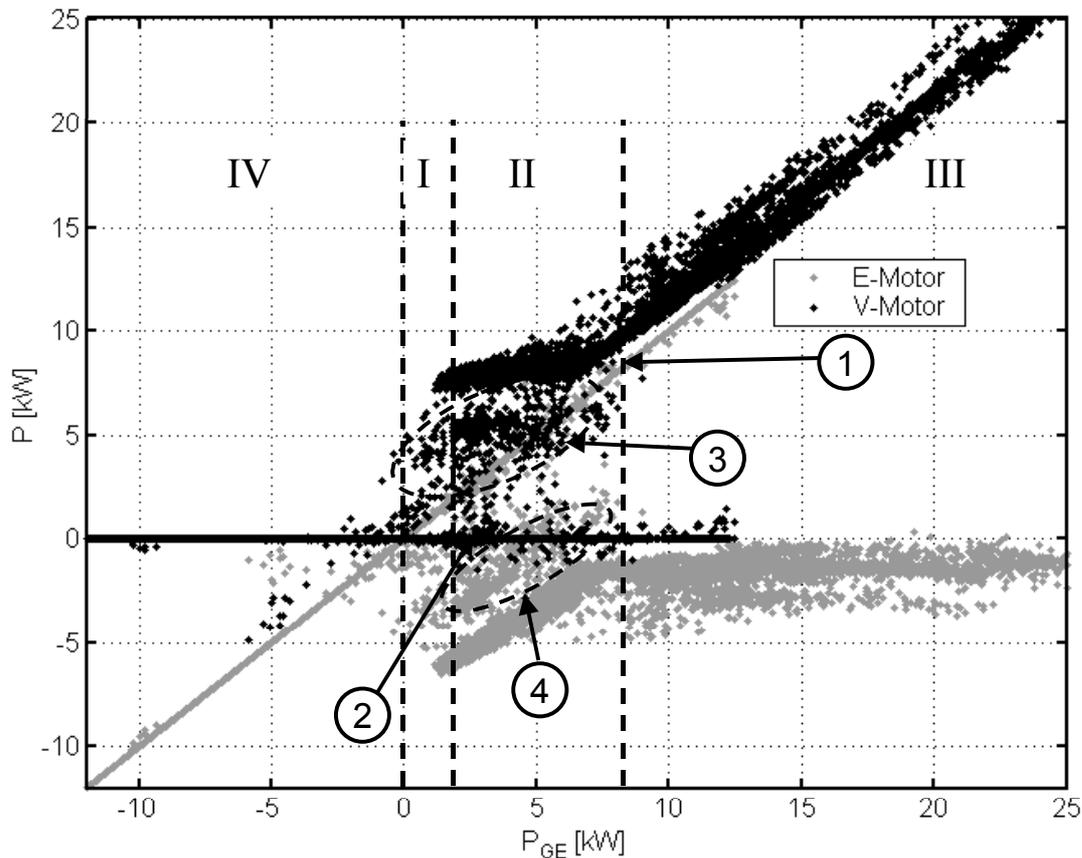


Bild 6-46: FTP72 – Einhaltung der Leistungsgrenzen

Bild 6-47 zeigt die Energiedichte-Verteilungen von Antriebsleistung, Verbrennungsmotorleistung und E-Motorleistung. Die Verteilung der Verbrennungsmotorleistung zeigt keine so ausgeprägte Abweichung, wie man aus Bild 6-46 erwarten würde. Auffällig an der Energiedichte-Verteilung der Leistung des E-Motors ist dagegen eine erhöhte Dichte bei 12 kW im motorischen Betrieb. Dies bedeutet, dass der E-Motor beim Starten des V-Motors häufig an seine Leistungsgrenze gerät.

Die Auswirkung der Abweichung der Leistungsführung der Motoren von der Strategie auf den Verbrauch erfolgt in zwei Schritten: Zunächst werden zwei Vergleichsrechnungen mit konstanten Wirkungsgraden von E-Maschine und Batterie bei idealer Betriebsführung durchgeführt und der Mehrverbrauch bestimmt. Im zweiten Schritt wird der Einfluss der veränderten Betriebsführung auf die Wirkungsgrade von E-Maschine und Batterie abgeschätzt und quantifiziert.

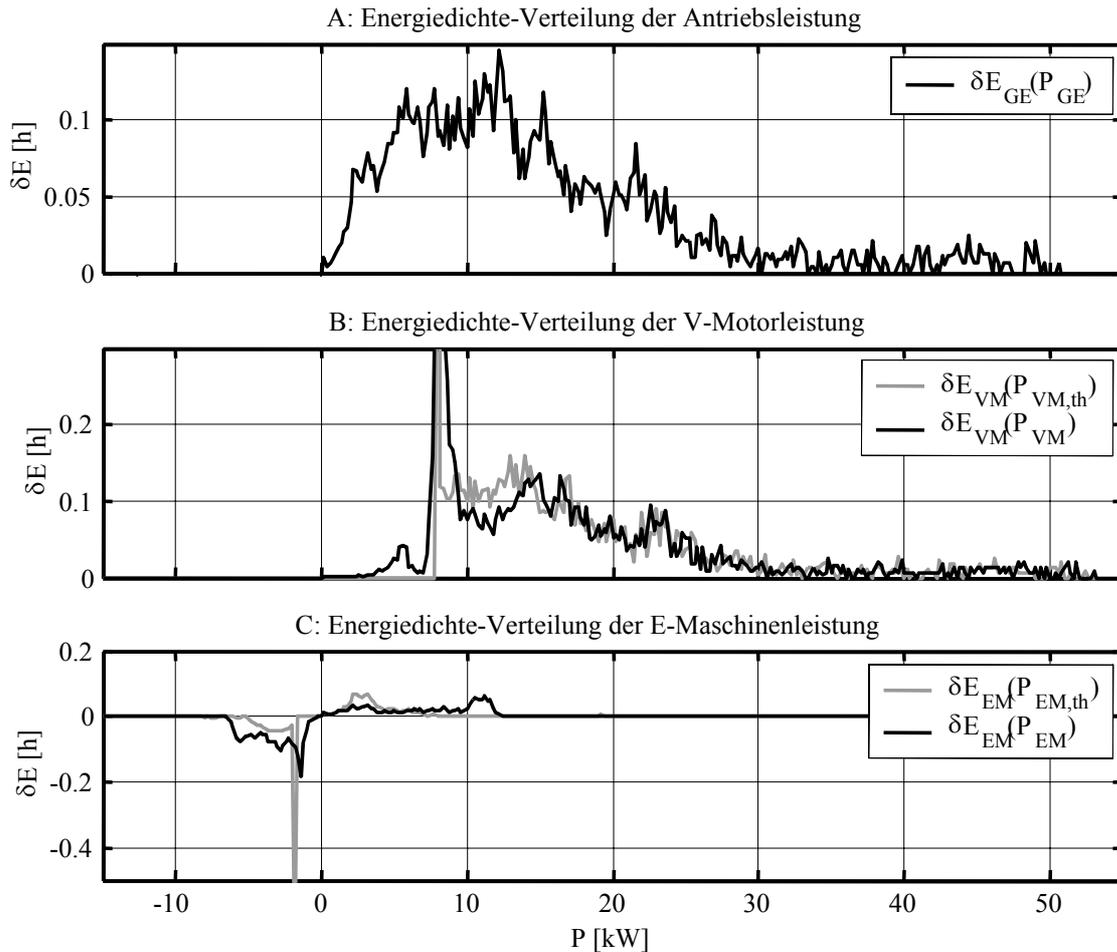


Bild 6-47: FTP72 – Energiedichte-Verteilung der Motorleistungen

Tabelle 6-17, A zeigt die Ergebnisse der Vergleichsrechnung. Für die gemessene Betriebsführung wurde ein relativer Verbrennungsmotor-Wirkungsgrad von 96,9 % erreicht. Bei idealem Betrieb wäre ein Wirkungsgrad von 97,4 %, also 0,5 % mehr, möglich gewesen. Es kommt zu einem Mehrverbrauch von 0,12 l/100, der zu 24 % durch die Absenkung des V-Motor-Wirkungsgrads und zu 76 % durch den erhöhten elektrischen Energiefluss von 0,07 kWh im motorischen und 0,1 kWh im generatorischen Betrieb verursacht wird.

Tabelle 6-17, B betrachtet zusätzliche Verluste durch veränderte Wirkungsgrade von E-Maschine und Batterie. Durch die lange Dauer des Verbrennungsmotor-Startvorgangs muss der Elektromotor oft weit über die Leistungsgrenze P_{10} hinaus antreiben, wodurch hohe Leistungen auftreten. Der Wirkungsgrad des E-Motors verschlechtert sich dadurch im motorischen Betrieb um 3,3 % und durch den höheren Ladebedarf im generatorischen Betrieb um 0,3 %. Daraus resultiert ein Mehrverbrauch von 0,02 l/100 km. Bei der Batterie zeigen sich für die optimale Leistungsstrategie ein schlechterer Lade- und ein deutlich besserer Entlade-wirkungsgrad. Es ergibt sich hier ein Mehrverbrauch der realen gegenüber der idealen Betriebsführung von ca. 0,01 l/100 km.

A: Reale und ideale Leistungsführung		real	Ref1	Ref2	
Leistungsgrenzen ($P_2= 8,0 \text{ kW}/P_{LM}=1,7 \text{ kW}$)	P_{1o}/P_{1u}	4,0/3,2	5,00/3,82	6,00/3,37	kW
energetisch gemittelte V-Motor-Leistung	$P_{VM,m}$	16,52	17,03	17,02	kW
rel. VM-Wirkungsgrad auf der BOL	$\eta_{VM,rel,BOL}$	96,9	97,4	97,4	%
motorisch abgegebene E-Motor-Energie	$E_{EM,M}$	0,2752	0,2078	0,2124	kWh
generat. aufgenommene E-Motor-Energie	$E_{EM,G}$	0,8643	0,7699	0,7781	kWh
Ladebilanz in der Batterie	ΔE_{Ba}	-0,0228	-0,0222	0,0207	kWh
Verbrauchsunterschied des VM	--	--	-10,8	- 9,8	g
Ausgleich der Ladebilanz	--	--	- 0,2	+ 0,6	g
Mehrverbrauch gegenüber optim. Betrieb	$\Delta V_{100,LS,E}$	--	+ 0,120	+ 0,110	l/100km
Anteil des V-Motors / elektrische Verluste	--	24/76	--	--	%
B: Wirkungsgrad von EM und Batterie		real	Ref1	Ref2	
Wirkungsgrad E-Motor motorisch	$\eta_{EM,M,ioptr}$	86,4	89,7	--	%
Wirkungsgrad E-Motor generatorisch	$\eta_{EM,G,ioptr}$	88,7	88,4	--	%
Verbrauchsdivergenz aus Wirkungsgradänd.	$\Delta V_{100,EM,th}$	--	+0,020	--	l/100km
Ausspeicherwirkungsgrad	$\eta_{Ba,EL,ioptr}$	94,8	98,0	--	%
Einspeicherwirkungsgrad	$\eta_{Ba,L,ioptr}$	97,3	96,1	--	%
Verbrauchsdivergenz aus Wirkungsgradänd.	$\Delta V_{100,LS,\eta}$	--	+0,012	--	l/100km

Tabelle 6-17: FTP72 – Ergebnisse der Analyse zur Einhaltung der Leistungsgrenzen

6.2.2.8 *Rekuperation*

Bild 6-48 zeigt die Energiedichte-Verteilung der Rekuperationsleistungen P_R und $P_{R,max,ioptr}$ über Leistung, Geschwindigkeit und Übersetzung. Die größten Energien werden, wie im NEFZ, bei Leistungen um 10 kW rekuperiert. Bei der Geschwindigkeit zeigen sich die größten Rekuperationsanteile unterhalb von 50 km/h. Bei der Energiedichte-Verteilung über der Übersetzung zeigt sich, dass die im V2-Bereich rekuperierten Energiemengen deutlich größer sind, als die im V1. Die Synchronübersetzung weist durch die Verweildauer im Umschaltvorgang und im SYN-Bereich eine erhöhte Energiedichte auf. Im Vergleich von gemessener zu theoretisch möglicher Rekuperationsenergie zeigt sich vor allem im V2-Bereich noch Potential.

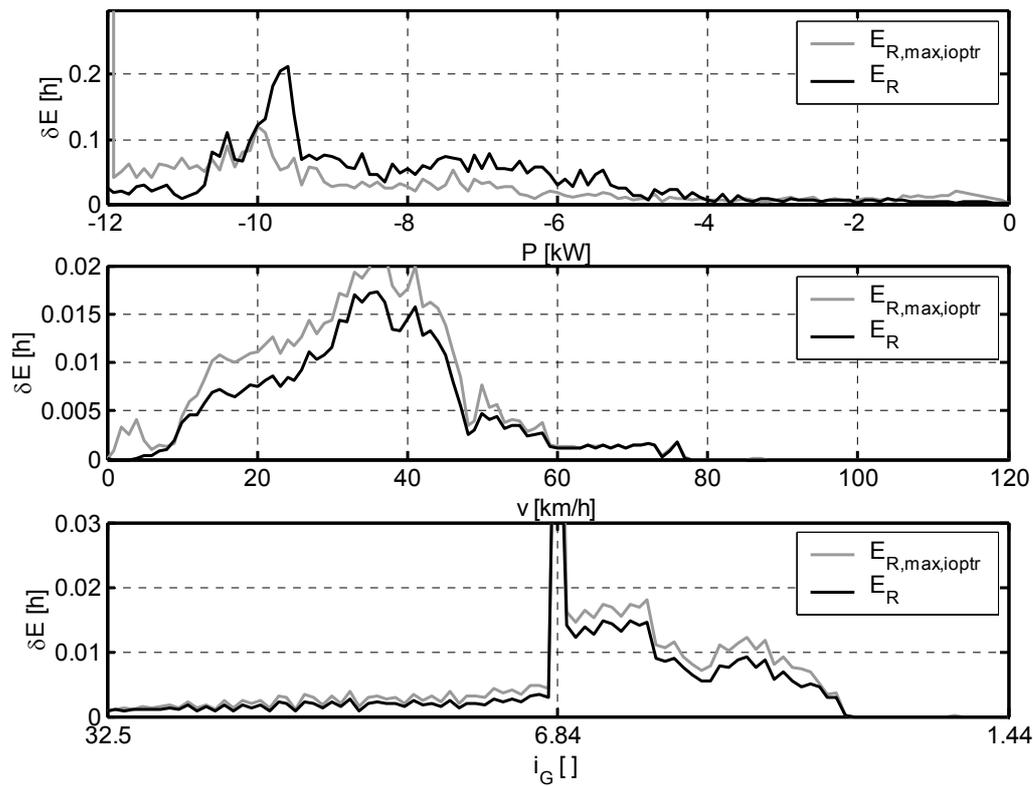


Bild 6-48: FTP72 – Energiedichte-Verteilung der Rekuperationsleistung

Tabelle 6-18 zeigt die Ergebnisse der Auswertung:

A: Gemessene Energien			
Bremsenergie	E_{Br}	0,287	kWh
Schubenergie am Getriebedifferential	$E_{GD,S}$	0,525	kWh
Wirkungsgrad des Getriebes im Schubbetrieb	$\eta_{G,S}$	87,6	%
An der E-Maschine mechanisch rekuperierte Energie	E_R	0,458	kWh
Aufteilung der Energie auf V1/Syn/V2	--	21/17/62	%
B: Theoretisch rekuperierbare Energien			
rekuperierbare Energie bei optimalem Einsatz von Bremse und EM	$E_{R,max}$	0,539	kWh
rekuperierbare Energie bei zusätzlich optimaler Getriebeverstellung	$E_{R,max,ioptr}$	0,606	kWh
Realisierungsgrad der Rekuperation	R_R	75,6	%
Mehrverbrauch gegenüber optimaler Rekuperation	$V_{R,max,ioptr}$	+0,333	l/100km
C: Potential			
potentiell rekuperierbare Energie bei großer E-Maschine ~ 25 kW	$E_{GE,R,Pot}$	0,707	kWh
Resultierende weitere Verbrauchseinsparung	$V_{R,Pot}$	~0,23	l/100km

Tabelle 6-18: FTP72 – Ergebnisse der Analyse der Rekuperation

Von der Energie, die im Schubbetrieb in den Antriebsstrang zurückfließt werden 0,29 kWh in der Bremse dissipiert. Eine Energie von 0,53 kWh treibt rückwärts in das Getriebe. Mit einem Wirkungsgrad von 87,6 % kommen 0,46 kWh am E-Motor an und werden generatorisch

rekuperiert, was einer Verbrauchseinsparung in der Größenordnung von 1 l/100 km entspricht. Die Rekuperation verteilt sich mit 21, 17 und 62 % auf die Übersetzungsbereiche V1, SYN und V2-Bereich des Getriebes.

Durch optimale Rekuperation wäre eine weitere Verbrauchseinsparung von 0,33 l/100 km möglich. Bei zusätzlicher Verwendung einer E-Maschine mit Leistungen von 25 kW wäre eine Energie von weiteren 0,1 kWh rekuperierbar, was einer Einsparung von weiteren 0,23 l/100 km entspräche. Insgesamt ist der Realisierungsgrad der Rekuperation mit 76 % deutlich schlechter als im NEFZ, wo er bei 91 % liegt.

6.2.2.9 Batterie

Bild 6-49, A zeigt die Energiedichte-Verteilung der Batterie-Klemmenleistung. Es lassen sich die Energieanteile zur Versorgung der Nebenverbraucher im Stillstand **ST** (1), zum elektrischen Fahren **EF** (2) und die generatorischen Energieanteile der Betriebszustände „Generatorisches Laden der Batterie“ (**GL**) (3), „Ladeerhaltung“ (**LE**) (4) und „Rekuperation“ (**R**) (5) erkennen. Gegenüber dem NEFZ fällt die erhöhte Energiedichte bei 15 kW im motorischen Betrieb auf, die durch die Startverzögerung des Verbrennungsmotors verursacht wird. (6).

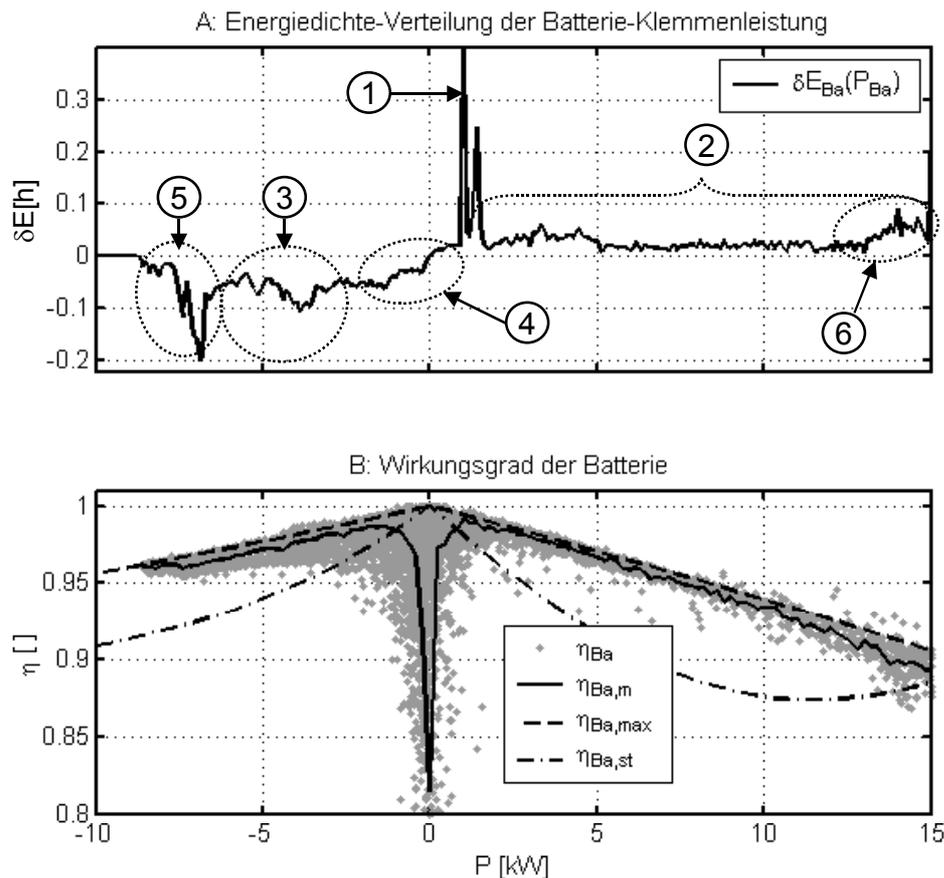


Bild 6-49: FTP72 – Wirkungsgradverhalten der Batterie

Bild 6-49, B zeigt das Wirkungsgradverhalten der Batterie. Die für den NEFZ beschriebenen Effekte lassen sich hier ebenfalls beobachten. In der Kurve des gemittelten Wirkungsgrads $\eta_{Ba,m}$ lassen sich ebenso keine großen Unterschiede zum NEFZ erkennen.

Tabelle 6-19, A zeigt die Energien und Wirkungsgrade für TFM und ASM. Die Lade- und Entladeenergie an den Batterieklemmen betragen für die TFM 0,43 bzw. 0,53 kWh. Es stellen sich Wirkungsgrade von 97 % im Laden und 95 % beim Entladen ein. Die Innenwiderstandsverluste liegen bei 0,040 kWh. Die Ladebilanz am Ende des Zyklus ist mit -0,02 kWh leicht negativ, der Ladezustand liegt bei 69,65 %. Die Selbstentladung beträgt 2,5 % der Nennkapazität der Batterie innerhalb von 24 h, umgelegt auf eine Fahrstrecke von 30 km/Tag. Zur Berücksichtigung der Selbstentladung wird deshalb, bei der Bestimmung des Verbrauchs, ein Betrag von 0,172 l/100 km addiert. Für die ASM sind wiederum aufgrund der höheren Verluste die Entladeströme und die Ladeströme geringer. Folglich ist die Ladebilanz deutlich negativ.

Mittelt man Ein- und Ausspeicherwirkungsgrad (**Tabelle 6-19, B**), so ergibt sich für die TFM mit 96,05 % und für die ASM mit 95,9 % eine sehr gute Übereinstimmung mit dem von Angloher experimentell ermittelten Ein-/Ausspeicherwirkungsgrad von 95,9 % [6.6]. Es ergibt sich lediglich ein Unterschied von $\pm 0,002$ kWh in der Verlustleistung, was einem Verbrauch von $\pm 0,006$ l/100 km entspricht. Es kann also von einer sehr guten Übereinstimmung des Batteriemodells mit den experimentellen Untersuchungsergebnissen gesprochen werden.

A: Energien und Wirkungsgrade mit TFM und ASM		TFM	ASM	
geladene Energiemenge an den Klemmen	$E_{KI,L}$	0,507	0,428	kWh
entladene Energiemenge an den Klemmen	$E_{KI,EL}$	0,489	0,528	kWh
Wirkungsgrad beim Laden	$\eta_{Ba,L}$	97,28	97,44	%
Wirkungsgrad beim Entladen	$\eta_{Ba,EL}$	94,84	94,43	%
Innenwiderstandsverluste der Batterie	$\Delta E_{VI,Ba}$	0,040	0,042	kWh
Ladebilanz	ΔE_{Ba}	-0,022	-0,143	kWh
Ladezustand am Zyklusende nach Batteriemodell	LZ	69,65	67,71	%
Mehrverbrauch durch Selbstentladung innerhalb von 24h bezogen auf 30 km NEFZ/Tag	$\Delta V_{100,SE}$	0,172	0,172	l/100km
B: Vergleich mit $\eta = 95,9$ %		TFM	ASM	
gemittelter Wirkungsgrad aus dyn. Batteriemodell	η_m	96,1	95,9	%
Verluste bei Wirkungsgrad von $\eta_{Ba} = 95,9\%$	$\Delta E_{VI,Ba}$	0,042	0,040	kWh
Verbrauchsdivergenz $\eta_{Ba} = 95,9$ % gegenüber dyn. Modell	$\Delta V_{100,Ba}$	+0,006	-0,006	l/100km
C: Verschiedene Betriebszustände mit TFM		TFM		
Anteile der Zustände GL, LE, R am Laden (innere Energ.)	--	28/7/65		%
dynamischer und stationärer Wirkungsgrad der Batterie beim Laden	R	96,67	93,29	%
	GL	98,34	96,17	
	LE	98,16	98,32	
Anteile der Zustände EF, ST, GE am Entladen (innere E.)	--	87/8/5		%
dynamischer und stationärer Wirkungsgrad der Batterie beim Entladen	EF	94,26	90,77	%
	ST	99,34	98,09	
	GE	99,40	98,51	

Tabelle 6-19: FTP72 – Ergebnisse der Analyse des Batterie-Wirkungsgrads

Tabelle 6-19, C zeigt für die TFM die Energien und Wirkungsgrade der Batterie in einzelnen Betriebszuständen. Ein Anteil von 65 % der geladenen Energie stammt aus der Rekuperation (R), 28 % aus dem Betriebsfall generatorisches Laden (GL) und 7 % aus dem Betriebsfall Ladeerhaltung (LE). Für die einzelnen Betriebsfälle hat die Rekuperation mit 96,7 % den schlechtesten Wirkungsgrad, gefolgt vom Zustand LE mit 98,2 % und dem Zustand GL mit 98,3 %. Angesichts der deutlich höheren Leistungen im Betriebsfall GL gegenüber LE ist es auffallend, dass der Betriebsfall GL den besseren Wirkungsgrad aufweist. Dies ist durch den Wechsel der Leistungsrichtung von EF auf GL und die dadurch mögliche Nutzung der Kapazitäten C_D und C_K zu erklären.

Der Großteil der Entlade-Energie (87 %) stammt aus dem Betriebsfall EF. Der elektrische Verbrauch im Stillstand fällt mit 8 % ins Gewicht, die restlichen 5 % Entladung entfallen auf den Betriebsfall generatorisches Entladen GE, in dem die Leistung der E-Maschine nicht ausreicht, um die elektrischen Verbraucher zu versorgen. Im elektrischen Fahren hat die Batterie wegen der hohen Leistungen nur Wirkungsgrade von 94,3 %. Die Zustände ST und GE haben dagegen sehr gute Wirkungsgrade von über 99 %. Der Betriebsfall ST profitiert wiederum von einem Wechsel der Leistungsrichtung nach der Rekuperation.

Die Auswertung für die ASM (**Tabelle 6-19, B**) unterscheidet sich, wegen des schlechteren Wirkungsgrads der ASM gegenüber der TFM, durch eine leichte Verschiebung in Richtung höherer Ausspeicher-Energie und kleinerer Ladeenergie. Die Batterie reagiert mit schlechteren Entlade- und besseren Ladewirkungsgraden. Insgesamt zeigt sich eine nahezu unveränderte Verlustleistung in der Batterie, jedoch eine deutlich schlechtere Ladebilanz aufgrund der Verluste der ASM.

6.2.3 Energiefluss-Diagramm

Bild 6-50 zeigt das Energiefluss-Diagramm unter Einbeziehung der Wirkungsgrade der Batteriesimulation. Im zugekuppelten Betrieb des Motors werden 578 g Kraftstoff ($m_{Kf,TK}$) verbraucht. Der Motor gibt mit einem optimalen spezifischen Verbrauch β von 256 g/kWh und einem energetisch gemittelten relativen Wirkungsgrad $\eta_{VM,rel}$ von 95 % eine mechanische Energie von 2,15 kWh ab. Ein Anteil von 19 % ($X_{VM,EM}$) der vom V-Motor abgegebenen mechanischen Arbeit werden im verbrennungsmotorischen Betrieb generatorisch vom E-Motor aufgenommen. Davon entfallen 58 % auf den Betriebsfall GL ($X_{VG,GL}$). Beim elektrischen Fahren leistet der E-Motor 14 % ($Y_{GE,EM}$) der Antriebsenergie $E_{GE,Z}$ von 2,02 kWh. Der effektive Wirkungsgrad des Getriebes im Zugbetrieb liegt bei 89 % ($\eta_{G,Z}$), im Schubbetrieb bei 88 % ($\eta_{G,S}$). Entsprechend der am Prüfstand gemessenen und gerechneten Werte, werden 46 % ($X_{Z,S}$) der im Zug geleisteten Energie von der Fahrzeugmasse abgegeben und treiben im Schub in den Antriebsstrang zurück. Davon werden 35 % ($X_{RS,Br}$) durch die Bremse aufgenommen. Über einen Getriebewirkungsgrad von 88 % im Schubbetrieb stehen am E-Motor 0,46 kWh mechanische Energie zur Rekuperation zur Verfügung.

Die E-Maschine hat in den Betriebs-Fällen GL, LE und R Wirkungsgrade von 91, 92 und 85 %. In den Betriebszuständen GL, LE und R werden 32, 72 und 19 % zur Versorgung der elektrischen Verbraucher aufgewendet. Insgesamt werden die elektrischen Verbraucher damit zu 58 % ($Y_{EV,EM}$) direkt von der E-Maschine versorgt.

Überflüssige Energie wird in der Batterie gespeichert. Es stellen sich Einspeicher-Wirkungsgrade von knapp 98 % in den Betriebsfällen LE und GL und ein Wirkungsgrad von 97 % im Betriebsfall Rekuperation ein. Rekuperation und generatorisches Laden liefern 62 % bzw. 29 % der Ladeenergie. Insgesamt werden 0,49 kWh in der Batterie eingespeichert. Es verbleibt ein Ladedefizit von -0,02 kWh in der Batterie.

Der größte Energie-Anteil beim Entladen (87 %) entfällt auf das elektrische Fahren. Hier werden E-Maschine und elektrische Verbraucher, die immerhin 26 % der Energie beanspruchen, versorgt. Weitere 8 %, der von der Batterie ausgespeicherten Energie, werden im Stillstand durch die elektrischen Verbraucher benötigt. Auf den Betriebsfall (GE) entfallen 5 % der entladenen Energiemenge. Die elektrischen Verbraucher konsumieren eine elektrische Energie von 0,43 kWh, wovon 45 % von der Hydraulik und 55 % von den elektrischen Nebenverbrauchern benötigt werden. Die elektrischen Verbraucher werden zu 58 % direkt von der E-Maschine versorgt.

6.2.4 Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs

Für den FTP72 wurde ein Kraftstoffverbrauch von 605,1 g gemessen. Die Verbrauchsmessungen von PLU und Waage bestätigen sich wieder mit hoher Genauigkeit. Der Verbrauch im zugekuppelten Betrieb des Motors wird zu 578,3 g bestimmt. Im Zugbetrieb wurde 1 % zu wenig Arbeit am Antrieb verrichtet, was einem Korrekturfaktor K_Z von 1,010 entspricht. Nach Formel 5-40 und den in Bild 6-50 gezeigten Wirkungsgraden für Rad, Getriebe und Motor ergibt sich ein Korrektur-Betrag von +5,7g.

A: Kraftstoffmessung			
mit Waage gemessener Kraftstoff-Verbrauch	$m_{Kr,W}$	605,1	g
Start-Hochlauf-Verbrauch	m_{SH}	24,5	g
Nachlaufverbrauch	m_{NL}	2,7	
Verbrauch mit geschlossener Kupplung	m_{TK}	578,3	
B: Korrekturen			
Korrekturfaktor für Abweichung im Zugbetrieb	K_Z	1,010	%
Korrekturbetrag	Δm_{KZ}	+5,7	g
Korrekturfaktor für Abweichung bei Rekuperation	K_R	0,892	
Ladebilanz des Zyklus mit TFM	ΔE_{Ba}	-0,023	kWh
Korrigierte Ladebilanz des Zyklus mit TFM	$\Delta E_{Ba,KR}$	-0,040	kWh
Korrigierte Ladebilanz	$\Delta E_{Ba,korr}$	-0,063	kWh
Ausgleich der Ladebilanz	$\Delta m_{Kr,LZ}$	+17,3	g
Abzug Mehrverbrauchs des Prüfstandsmotors	$\Delta m_{Kr,VM}$	-13,0	g
C: Verbrauch			
Verbrauch des Autarken Hybrid	$V_{100,TFM}$	6,16	l/100 km
Inklusive Kapazitätsverlusten von 2,5 % in 24h Stillstand bei LZ \approx 70 % bei 30 km NEFZ pro Tag	$V_{100,TFM,SE}$	6,34	l/100 km

Tabelle 6-20: FTP72 – Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs

Bei der Rekuperation macht sich die Abweichung der Fahrenergie im Schubbetrieb von +16 % bemerkbar. Abweichungen in der Fahrenergie wirken sich nur dann in der Rekuperation aus, wenn die E-Maschine nicht ausgelastet ist. Die 16 % Abweichung in der Fahrenergie mindern sich auf ca. 11 % Abweichung in der Rekuperation. Es ergibt sich ein Korrekturfaktor von 0,892 und ein Korrekturbetrag von $-0,04$ kWh für den Ladezustand der Batterie. Die Ladebilanz von $-0,023$ kWh wird damit auf $-0,063$ abgesenkt. Mittels des KEQ ergibt sich ein Korrekturbetrag von ca. 17 Gramm. Ebenfalls berücksichtigt wird der Mehrverbrauch des Prüfstandsmotors von 13 g. Der korrigierte Verbrauch, inklusive Start- und Nachlaufverbrauch, beläuft sich auf 615 g. Ohne Selbstentladung der Batterie entspräche dies einem Verbrauch von 6,16 l/100 km, mit Selbstentladung ergeben sich 6,34 l/100 km. Mit der ASM liegt der Verbrauch in etwa um 0,4 l/100 km höher.

6.3 Ergebnisse der Wirkungsgrad-Analyse

Tabelle 6-21 zeigt die Ergebnisse der Wirkungsgradanalyse für den Betrieb mit TFM. Ein Mehrverbrauch des Antriebsstrangs am Prüfstand gegenüber der Vergleichsrechnung wird positiv, eine Verbrauchsreduktion negativ ausgewiesen.

Verglichen mit Wirkungsgraden, die aus den Kennfeldern berechnet wurden, erreichen die gemessenen Wirkungsgrade von Getriebe und Verbrennungsmotor höhere Werte (**Tabelle 6-21, A**). Beim Getriebe zeigt sich bei beiden Zyklen im Zugbetrieb ein Wirkungsgradvorteil von 0,8 %. Der geringe Wirkungsgradnachteil im Schubbetrieb wirkt sich kaum auf den Verbrauch aus. Der Verbrennungsmotor zeigt einen Wirkungsgradgewinn von +0,3 % im NEFZ und +1,2 % im FTP72. Insgesamt ergibt sich daraus eine Verbrauchseinsparung von 0,07 im NEFZ und 0,1 im FTP72.

Tabelle 6-21, B zeigt den Einfluss von Abweichungen bei der Umsetzung der **Verstellstrategie**. Wirkungsgradänderungen in E-Motor und Getriebe sind klein, heben sich zum Teil gegenseitig auf und fallen damit kaum ins Gewicht. Größere Verluste zeigen sich am Verbrennungsmotor, wo im NEFZ und FTP72 je ein Mehrverbrauch von 0,07 l/100 km bzw. 0,15 l/100 km gegenüber der optimalen Übersetzungsverstellung entsteht. Die Umsetzung der optimalen Übersetzungsverstellung führt zu einer höheren Verstelldynamik. Bei der aktuellen Konfiguration des Hydraulik-Systems zeigt sich jedoch kaum ein Einfluss auf den Energiebedarf.

Tabelle 6-21, B zeigt den Einfluss von Abweichungen bei der Umsetzung der **Leistungsstrategie**. Im NEFZ kann der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors bis auf 0,3 % an das Optimum herangeführt werden, was lediglich einem Mehrverbrauch von 0,02 l/100km entspricht. Durch die Dauer des Verbrennungsmotorstarts kommt es zu einem erhöhten elektrischen Energiefluss, dem kein Wirkungsgradgewinn am V-Motor gegenübersteht. Die zusätzlichen elektrischen Verluste führen zu einem Mehrverbrauch von 0,016 l/100 km. Durch die höheren Leistungen kommt ein Absinken der Wirkungsgrade von E-Maschine und Batterie hinzu. Der entsprechende Mehrverbrauch von 0,007 l/100 km durch Wirkungsgradänderungen an der E-Maschine ist jedoch sehr gering, die Änderungen an der Batterie sind zu vernachlässigen.

Durch die Summe dieser kleinen Effekte ergibt sich jedoch ein Mehrverbrauch von knapp 0,05 l/100 km.

		NEFZ (TFM)		FTP72 (TFM)	
A: Abweichung vom Kennfeld		$\Delta\eta / \Delta E$	ΔV_{100}	$\Delta\eta / \Delta E$	ΔV_{100}
		[%/kWh]	[l/100km]	[%/kWh]	[l/100km]
Wirkungsgrad des Getriebes im Zugbetrieb	$\Delta\eta_{G,Z,KF}$	+0,8	-0,048	+0,8	-0,046
Wirkungsgrad des Getriebes im Schubbetrieb	$\Delta\eta_{G,S,KF}$	-0,1	+0,001	-0,7	+0,007
V-Motor-Wirkungsgrad	$\Delta\eta_{VM,KF}$	+0,3	-0,020	+1,2	-0,069
Summe	--	--	-0,067	--	-0,108
B: Übersetzungsverstellung					
Wirkungsgrad des Getriebes im Zugbetrieb	$\Delta\eta_{G,Z,KF}$	- 0,1	+0,006	-0,2	+0,012
Wirkungsgrad des Getriebes im Schubbetrieb	$\Delta\eta_{G,S,KF}$	+1,0	- 0,007	+1,0	- 0,010
Relativer V-Motor-Wirkungsgrad	$\Delta\eta_{VM,rel}$	- 1,0	+0,056	- 2,6	+0,151
Motorischer Wirkungsgrad des E-Motors	$\Delta\eta_{EM,M}$	+0,4	- 0,002	+1,3	-0,010
Generatorischer Wirkungsgrad des E-Motors	$\Delta\eta_{EM,G}$	- 0,9	+0,020	- 0,6	+0,015
Energiebedarf der Hydraulik-Pumpe	ΔE_{HP}	-0,001	-0,005	- 0,003	-0,011
Summe	--	--	+0,068	--	+0,147
C: Leistungsführung					
Start-/Hochlauf-/Nachlaufverbrauch	--	--	+0,0	-20Starts	- 0,181
V-Motor-Wirkungsgrad	$\Delta\eta_{BOL}$	- 0,2	+0,012	-0,5	+0,029
E-Motor durch geänderten Energiefluss	$\Delta E_{VI,EM}$	+0,006	+0,020	+0,019	+0,054
Batterie durch geänderten Energiefluss	$\Delta E_{VI,Ba}$	+0,003	+0,008	+0,013	+0,037
E-Motor durch Wirkungsgradänderung motorisch	$\Delta\eta_{EM,M}$	- 0,2	+0,002	- 3,3	+0,026
E-Motor durch Wirkungsgradänderung generat.	$\Delta\eta_{EM,G}$	- 0,3	+0,006	+ 0,3	- 0,006
<i>Batterie durch Wirkungsgradänderung Entladen</i>	$\Delta\eta_{Ba,EL}$	- 1,3	+0,010	- 3,2	+0,024
<i>Batterie durch Wirkungsgradänderung Laden</i>	$\Delta\eta_{Ba,L}$	+ 0,8	- 0,012	+ 1,2	- 0,012
Summe ohne $\Delta\eta_{Ba}$:	--	--	+0,048	--	- 0,041
D: Rekuperation					
Verluste in der Rekuperation durch die Bremse	$\Delta E_{R,LS}$	-0,017	+0,042	-0,081	+0,182
Verluste in der Rekuperation durch Verstellung	$\Delta E_{R,VS}$	-0,011	+0,027	-0,067	+0,151
Summe	--	--	+ 0,069	--	+ 0,333
Gesamtsumme ohne $\Delta\eta_{Ba}$:			+0,118		+0,331

Tabelle 6-21: FTP72 – Ergebnisse der Analyse von Betrieb- und Wirkungsgrad

Im FTP72 zeigen sich aufgrund der höheren Dynamik alle Effekte etwas stärker. Der Wirkungsgradverlust am Verbrennungsmotor ist gegenüber dem NEFZ 60 % höher. Die zusätzlichen elektrischen Verluste sind sogar ca. 4-mal so hoch. Insgesamt ergibt sich ein Mehrverbrauch von 0,146 l/100 km. Diese Effekte werden jedoch durch eine Einsparung von 0,181

l/100 km überkompensiert, die durch eine Reduktion von 60 auf 40 Verbrennungsmotorstarts erzielt wurde. Die Reduktion der Startvorgänge ergibt sich durch die Regelung, die bei sinnvollen Regelparametern das interne Soll-Leistungsprofil etwas glättet und so die Dynamik der Leistungsanforderung etwas reduziert. Bei der Bildung der Zwischen- und der Endsumme wird die Wirkungsgradänderung der Batterie $\Delta\eta_{Ba}$ ausgenommen, um den anschließenden Vergleich mit der Simulation (hier wurde mit konstantem Wirkungsgrad gerechnet) in Tabelle 6-27 nicht zu verfälschen.

Tabelle 6-21, C zeigt die Ergebnisse für die Untersuchung der Rekuperation. Im NEFZ entstehen durch den nicht optimalen Einsatz von E-Maschine und Bremse 0,04 l/100 km und durch die Getriebeverstellung 0,03 l/100 km, für den FTP72 0,18 bzw. 0,15 l/100 km.

Insgesamt weist die reale Betriebsführung gegenüber der theoretischen Betriebsführung einen Mehrverbrauch von ca. 0,19 l/100 km für den NEFZ und 0,43 l/100 km für den FTP72 auf. Die höhere Dynamik des FTP72 führt damit zu mehr als doppelt so hohem Mehrverbrauch. Die Verluste werden bei beiden Zyklen mit ca. 0,1 l/100 km durch bessere Wirkungsgrade in Verbrennungsmotor und Getriebe abgemindert. Eine Zentrale Rolle spielt die Rekuperation, die im NEFZ 37 % und im FTP72 76 % des zusätzlichen Verbrauchs verursacht.

Deutliche Verluste durch Abweichungen von der Leistungsstrategie im FTP72 werden durch die Reduzierung der Startvorgänge gegenüber der theoretischen Betriebsführung kompensiert.

6.4 Zyklen-Messreihen

Im Folgenden werden Messreihen der Zyklen NEFZ, FTP, ECE und EUDC gezeigt.

Tabelle 6-22 stellt eine Messreihe von neun NEFZ-Zyklen dar. Je drei Zyklenmessungen basieren jeweils auf den gleichen unteren Leistungsgrenzen P_{1o} und P_{1u} . Innerhalb dieser drei Messungen wird jeweils die obere Leistungsgrenze P_2 variiert, um verschiedene Ladebilanzen zu erhalten. Bei dem Zyklus V4 „69-N1“ handelt es sich um den in Kapitel 6.1 analysierten Zyklus. Die letzten beiden Spalten zeigen Mittelwert und Standardabweichung über alle Messungen.

Die Abweichung der Fahrenergie im Zugbetrieb (Ab_Z) zeigt am Prüfstand einen Mittelwert von -0,04 % und eine Standardabweichung von ± 1 %. Der Getriebewirkungsgrad im Zugbetrieb $\eta_{G,Z}$ liegt im Mittel bei 90,6 %, d.h. mehr als ein 1 % über dem in Kapitel 6.1.2.2 dargestellten Wirkungsgrad. Die meisten Zyklen weisen 10 bis 12 Startvorgänge auf, was einem kombinierten Start-Hochlauf-Nachlauf-Verbrauch von 7 bis 8 g ($\sim 0,08 - 0,09$ l/100km) entspricht. Die elektrische Fahrenergie $E_{EM,EF}$ schwankt zwischen 0,13 bis 0,20 kWh, was einen elektrischen Fahranteil von 7 bis 11 % ($Y_{GE,EF}$, siehe Bild 5-7) darstellt. Im Versuch V1 kommt es aufgrund der kleinen Grenzleistungen zu 24 Startvorgängen, was sich in einem Mehrverbrauch von 0,1 l/100 km niederschlägt. Die aufgenommene generatorische Arbeit $E_{EM,VG}$ für alle Versuche schwankt zwischen 0,36 bis 0,75 kWh und nimmt damit zwischen 19 bis 32 % ($X_{VM,EM}$, Bild 5-7) der vom V-Motor $E_{VM,Z}$ abgegebenen Energie auf.

Der aus der BOL errechnete Verbrennungsmotor-Wirkungsgrad $\eta_{VM,rel,BOL}$ zeigt Werte von 97,2 bis 97,7 %. Ein Vergleich mit $\eta_{VM,rel,KF}$ zeigt, dass durch die reale Übersetzungsverstellung im Mittel ein Wirkungsgradverlust von 1,4 % zu verzeichnen ist.

V-Nr.		V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8	V9	MW	STD
Bez.	Einh.	63-N5	63-N4	64-N3	69-N1	63-N3	54-N1	64-N2	64-N1	63-N6		
P_{1n}	kW	4,0	4,0	4,0	5,0	5,0	5,0	6,5	6,5	6,5		
P_{1u}	kW	3,0	3,0	3,0	4,0	4,0	4,0	5,0	5,0	5,0		
P_2	kW	7,7	8,0	8,0	10,3	11,0	12,0	12,0	15,0	17,0		
Ab_z	%	-0,87	-0,17	0,73	0,27	-0,63	-1,85	0,12	2,18	-0,16	-0,04	1,00
$\eta_{G,Z}$	%	91,5	91,6	91,1	88,7	90,1	90,1	90,3	89,9	91,8	90,6	0,9
$E_{GE,Z}$	kWh	1,77	1,78	1,81	1,85	1,80	1,78	1,81	1,86	1,78	1,80	0,03
Anz_{St}	-	24	16	11	10	10	12	12	11	11	13	4,02
$E_{VM,Z}$	kWh	1,89	2,07	2,08	2,09	2,09	2,10	2,11	2,33	2,33	2,12	0,12
$E_{EM,EF}$	kWh	0,24	0,11	0,13	0,16	0,16	0,16	0,19	0,20	0,20	0,17	0,04
$E_{EM,VG}$	kWh	-0,36	-0,40	-0,40	-0,41	-0,45	-0,48	-0,49	-0,68	-0,75	-0,49	0,12
$\eta_{VM,rel,KF}$	%	95,5	95,9	95,8	96,7	96,6	95,6	96,4	96,0	96,5	96,1	0,4
$\eta_{VM,rel,BOL}$	%	97,2	97,3	97,2	97,7	97,8	97,3	97,6	97,5	97,7	97,5	0,2
$\eta_{VM,rel,RBol}$	%	94,0	93,9	93,9	95,1	95,3	94,8	95,5	95,7	95,8	94,9	0,7
$E_{VI,el}$	kWh	0,14	0,12	0,13	0,14	0,14	0,15	0,15	0,19	0,21	0,15	0,03
$\eta_{VM,rel}$	%	95,6	96,5	95,0	97,0	96,8	96,2	95,5	95,3	95,8	96,0	0,6
$m_{Kr,W}$	g	522	558	568	559	562	567	572	635	632	575	32
Ab_{PLU}	%	0,12	0,10	0,12	0,03	-0,11	0,13	0,18	0,05	0,10	0,08	0,07
Ab_{KF}	%	-0,13	-0,58	0,80	-0,30	-0,19	-0,65	0,96	0,83	0,77	0,17	0,59
Ab_R	%	3,78	-0,72	-1,44	-0,36	0,75	-2,64	-1,02	-1,44	0,91	-0,24	1,67
$\eta_{G,S}$	%	89,2	88,6	88,8	85,8	87,4	87,9	87,9	88,1	89,8	88,2	1,0
R_R	%	90,8	90,9	92,5	91,3	91,4	92,6	91,6	92,0	91,5	91,6	0,6
$E_{EM,R}$	kWh	-0,31	-0,29	-0,30	-0,29	-0,30	-0,29	-0,29	-0,29	-0,30	-0,30	0,01
ΔE_{FM}	kWh	-0,43	-0,58	-0,57	-0,54	-0,59	-0,62	-0,59	-0,77	-0,86	-0,62	0,11
$\eta_{TFM,M}$	kWh	88,3	90,3	90,0	90,4	90,5	90,3	90,5	90,5	90,5	90,1	0,6
$\eta_{TFM,G}$	kWh	88,5	88,0	88,1	87,7	87,6	87,6	87,6	87,2	86,4	87,6	0,5
$E_{VI,TFM}$	kWh	0,11	0,09	0,10	0,10	0,11	0,11	0,12	0,15	0,16	0,12	0,02
E_{EV}	kWh	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,00
$E_{HP,el}$	kWh	0,111	0,111	0,111	0,112	0,111	0,108	0,110	0,110	0,110	0,110	0,001
$Y_{EV,EM}$	%	53,1	58,1	57,2	51,8	52,2	52,3	52,9	53,0	54,0	53,9	2,0
$E_{KI,L}$	kWh	0,40	0,40	0,40	0,42	0,46	0,48	0,50	0,66	0,72	0,49	0,11
$E_{VI,Ba}$	kWh	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,04	0,01
ΔE_{Ba}	kWh	-0,09	0,09	0,07	0,03	0,08	0,10	0,07	0,21	0,27	0,09	0,09
LZ	%	68,6	71,4	71,2	70,4	71,2	71,6	71,1	73,4	74,4	71,5	1,5
V_{100}	l/100km	5,70	6,09	6,19	6,09	6,13	6,18	6,24	6,93	6,89	6,27	0,35
$\Delta V_{100,KZ}$	l/100km	0,05	0,01	-0,04	-0,02	0,04	0,11	-0,01	-0,15	0,01	0,00	0,06
$\Delta V_{100,KR}$	l/100km	0,03	-0,01	-0,01	0,00	0,01	-0,02	-0,01	-0,01	0,01	0,00	0,01
$\Delta V_{100,KLZ}$	l/100km	0,27	-0,26	-0,22	-0,08	-0,23	-0,30	-0,20	-0,63	-0,82	-0,27	0,28
$\Delta V_{100,VM}$	l/100km	-0,17	-0,17	-0,19	-0,22	-0,23	-0,23	-0,27	-0,36	-0,34	-0,24	0,06
$V_{100\text{ korr SF}}$	l/100km	6,04	5,83	5,90	5,94	5,88	5,92	5,93	5,96	5,92	5,92	0,05

Tabelle 6-22: Versuchsreihe NEFZ – Auswertung für die TFM

Stellt man bei Variation der Leistungsgrenzen den Wirkungsgradgewinn am V-Motor ($\eta_{VM,rel,BOL}$) von 0,5 % den zusätzlichen elektrischen Verlusten ($E_{VL,el}$) von 0,09 kWh gegenüber, so steht eine Verbrauchseinsparung von 0,025 l/100 km am Verbrennungsmotor einem Mehrverbrauch von 0,29 l/100 km gegenüber. Für den am Prüfstand eingesetzten V-Motor sind die optimalen Leistungsgrenzen also bei oder unter den aktuellen Leistungsgrenzen zu suchen. Der Referenz-Motor, der letztlich für den Verbrauch $V_{100,Korr,SE}$ ausschlaggebend ist, zeigt dagegen ein Wirkungsgradgewinn ($\eta_{VM,rel,RBOL}$) von 94,0 % auf 95,8 %, der die elektrischen Verluste über den dargestellten Bereich der Leistungsgrenz-Variation nahezu kompensiert. Bei $P_{1o} = 5,0$ kW und $P_{1u} = 4,0$ kW deutet sich ein Verbrauchsminimum an.

Der Kraftstoffverbrauch $m_{Kr,w}$ liegt im Mittel bei 575 g. Aufgrund der unterschiedlichen Ladebilanzen ΔE_{Ba} , der Abweichungen beim Aufprägen des Fahrwiderstands in Zug- und Schubetrieb und der unterschiedlichen Anzahl von Startvorgängen schwanken die Werte deutlich. Sehr zufrieden stellend ist die Genauigkeit der Kraftstoffmessung. Die Abweichung zwischen Kraftstoff-Durchflussmessung und Kraftstoff-Gewichtsmessung liegt meist unter $\pm 0,2$ % (Ab_{PLU}). Der aus dem Kennfeld berechnete Verbrauch zeigt dazu im Mittel lediglich eine Abweichung von 0,2 % (Ab_{KF}), streut jedoch mit einer Standardabweichung von $\pm 0,6$ %.

Die Abweichung in der rekuperierbaren Energie (Ab_R) liegt am Prüfstand innerhalb von $\pm 1,5$ %, was eine sehr gute Genauigkeit darstellt. Der Getriebewirkungsgrad im Schub liegt im Mittel bei 88 % mit einer Standardabweichung von ± 1 %. Der Realisierungsgrad R_R der Rekuperation liegt sehr konstant bei knapp 92 %. An der Welle des E-Motors stellt sich eine mechanische Energiebilanz ΔE_{EM} von $-0,43$ bis $-0,86$ kWh ein. Die TFM zeigt im Mittel Wirkungsgrade von 90 % ($\eta_{EM,M}$) im motorischen und 88 % ($\eta_{EM,G}$) im generatorischen Betrieb. Im generatorischen Betrieb nimmt der Wirkungsgrad mit zunehmender generatorischer Last um bis zu 2 % ab, entsprechend steigen die Verluste ($E_{VI,TFM}$). Auch die Batterie zeigt mit höheren Leistungsgrenzen eine Zunahme der Ladeenergie ($E_{Ba,L}$) und damit auch eine Zunahme der elektrischen Verluste ($E_{Ba,VI}$). Trotz der zum Teil sehr unterschiedlichen Betriebsführung (z. B. Versuch V1 mit 24 Starts) zeigt sich im elektrischen Energieverbrauch $E_{HP,el}$ der Hydraulik keine nennenswerte Änderung. Die elektrischen Verbraucher E_{EV} zeigen damit ein nahezu konstantes Verhalten.

Die letzten Zeilen dokumentieren die Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs. Zunächst ist der Streckenverbrauch V_{100} dargestellt, der sich unmittelbar aus der Messung ergeben würde. Er schwankt vor allem wegen der unterschiedlichen Ladezustände ($\sim 67 - 74$ %) am Ende des Zyklus sehr deutlich. Durch Addition der Korrekturbeträge für die Abweichungen in Zugbetrieb $\Delta V_{100,KZ}$, Rekuperation $\Delta V_{100,KR}$ und Ladezustand $\Delta V_{100,KLZ}$ die Umrechnung auf den Referenz-V-Motor $\Delta V_{100,VM}$ und Einbeziehung der Selbstentladung mit 0,172 l/100 km ergibt sich die Verbrauchsaussage $V_{100,korr,SE}$ für den Autarken Hybrid. Die geringe Streuung der Verbrauchswerte bestätigt die in Kapitel 5.2.2.11 eingeführten Korrekturmethode. Der Mittelwert von 5,9 l/100 km stellt damit eine belastbare Verbrauchsaussage dar.

Tabelle 6-23 zeigt je drei ECE und drei EUDC-Fahrzyklen mit den jeweiligen Mittelwerten. Je zwei der Zyklen sind mit annähernd ausgeglichener Ladebilanz gefahren worden. Die Versuche V3 und V6 sind Ausschnitte des NEFZ-Zyklus „69-N1“ aus Kapitel 6.1. Bezeichnend ist die Wahl der Leistungsgrenzen.

V-Nummer		V1	V2	V3	MW	V4	V5	V3	MW
Bez.	Einh.	65-E5	66-E2	69-N1		67-U3	67-U4	69-N1	
P _{1o}	kW	5,0	4,0	5,0		7,0	7,0	5,0	
P _{1u}	kW	4,0	3,0	4,0		6,0	6,0	4,0	
P ₂	kW	20,0	17,0	10,3		9,0	12,0	10,3	
Ab _z	%	1,17	0,02	-0,27	0,31	-0,12	-0,41	0,52	0,00
η _{G,Z}	%	86,0	85,4	86,2	85,8	89,6	89,7	90,0	89,8
E _{GE,Z}	kWh	0,62	0,62	0,61	0,62	1,23	1,22	1,23	1,23
AnZ _{St}	-	9,00	10,00	8,00	9,00	4,00	2,00	2,00	2,67
E _{VM,Z}	kWh	0,79	0,82	0,67	0,76	1,25	1,31	1,42	1,33
E _{EM,EF}	kWh	0,16	0,13	0,14	0,14	0,12	0,11	0,02	0,08
E _{EM,VG}	kWh	-0,33	-0,34	-0,20	-0,29	-0,13	-0,19	-0,21	-0,18
η _{VM,rel,KF}	%	97,4	96,6	95,3	96,4	97,8	97,6	97,4	97,6
η _{VM,rel,BOL}	%	99,2	98,2	97,3	98,2	98,0	97,8	97,9	97,9
η _{VM,rel,RBol}	%	95,6	95,2	93,3	94,7	96,3	96,5	95,9	96,2
E _{Vl,el}	kWh	0,12	0,11	0,09	0,11	0,05	0,06	0,05	0,05
η _{VM,rel}	%	97,6	97,1	95,9	96,8	96,8	97,0	97,6	97,1
m _{Kr,W}	g	216	225	185	208	331	346	374	350
Ab _{PLU}	%	-0,70	-0,31	-0,71	-0,57	0,01	0,31	0,40	0,24
Ab _{KF}	%	-0,14	-0,53	-0,58	-0,42	1,03	0,64	-0,17	0,50
Ab _R	%	0,80	0,71	5,93	2,48	-7,01	-6,78	-9,08	-7,62
η _{G,S}	%	84,2	83,2	84,3	83,9	89,1	89,2	88,8	89,0
R _R	%	96,9	96,3	96,6	96,6	85,2	85,4	84,7	85,1
E _{EM,R}	kWh	-0,18	-0,18	-0,19	-0,18	-0,10	-0,10	-0,10	-0,10
ΔE _{FM}	kWh	-0,35	-0,38	-0,24	-0,32	-0,12	-0,19	-0,29	-0,20
η _{TFM,M}	kWh	90,6	90,4	90,5	90,5	90,1	90,8	90,2	90,4
η _{TFM,G}	kWh	85,8	86,4	87,4	86,5	88,0	88,5	88,1	88,2
E _{Vl,TFM}	kWh	0,09	0,08	0,06	0,08	0,04	0,05	0,04	0,04
E _{EV}	kWh	0,25	0,25	0,25	0,25	0,12	0,12	0,12	0,12
E _{HP,el}	kWh	0,076	0,076	0,077	0,076	0,035	0,035	0,035	0,035
Y _{EV,EM}	%	38,5	40,2	39,5	39,4	64,0	71,2	77,5	70,9
E _{Kl,L}	kWh	0,34	0,35	0,24	0,31	0,13	0,18	0,18	0,16
E _{Vl,Ba}	kWh	0,03	0,03	0,02	0,03	0,01	0,01	0,01	0,01
ΔE _{Ba}	kWh	-0,02	0,02	-0,10	-0,03	-0,05	0,01	0,13	0,03
LZ	%	69,7	70,3	68,4	69,5	69,1	70,2	72,0	70,4
V ₁₀₀	l/100km	6,40	6,68	5,50	6,19	5,69	5,95	6,44	6,03
ΔV _{100,KZ}	l/100km	-0,07	0,00	0,01	-0,02	0,01	0,02	-0,03	0,00
ΔV _{100,KR}	l/100km	0,01	0,01	0,07	0,03	-0,03	-0,03	-0,04	-0,03
ΔV _{100,KLZ}	l/100km	0,15	-0,15	0,80	0,27	0,25	-0,06	-0,59	-0,13
ΔV _{100,VM}	l/100km	-0,21	-0,25	-0,09	-0,19	-0,26	-0,31	-0,29	-0,29
V _{100 kor. SF}	l/100km	6,45	6,46	6,45	6,45	5,83	5,75	5,66	5,75

Tabelle 6-23: Versuchsreihen ECE / EUDC – Auswertung für die TFM

Während der NEFZ mit Leistungsgrenzen von $P_{10} = 5,0$, $P_{10} = 4,0$ und $P_2 = 1$ kW gefahren wurde, benötigen der ECE sehr hohe Werte für P_2 und der EUDC hohe Werte für P_{10} und P_{1u} um eine ausgeglichene Ladebilanz zu erreichen.

Viele Ergebnisse zeigen vergleichbare Werte wie für den NEFZ und bringen deshalb nichts Neues. Es werden deshalb Werte herausgegriffen, die für den Vergleich von ECE und EUDC untereinander und mit dem jeweiligen NEFZ-Ausschnitt interessant sind.

Der Getriebewirkungsgrad im Zugbetrieb $\eta_{G,Z}$ liegt im ECE bei 86 und im EUDC bei 89 %.

Die Anzahl der Startvorgänge des Verbrennungsmotors liegt im ECE zwischen 8 und 10. Auch die elektrische Fahrleistung im Vergleich zum NEFZ-Ausschnitt zeigt kaum Abweichungen. Dagegen ist die generatorisch geladene Energie im ausgeglichenen ECE ca. 20 % höher als im NEFZ-Ausschnitt. Der Prüfstands-Verbrennungsmotor entwickelt durch die hohe generatorische Last in den ausgeglichenen ECE Zyklen einen um ca. 1 % besseren relativen Wirkungsgrad ($\eta_{VM,rel, BOL}$) als im NEFZ, der Referenzmotor sogar 2% ($\eta_{VM,rel, RBOL}$). Dem steht ein zusätzlicher elektrischer Verlust $E_{V,el}$ von 0,02-0,03 kWh gegenüber.

NEFZ-Ausschnitt und EUDC zeigen bei den Wirkungsgraden des V-Motors kaum Unterschiede, da im Vergleich zur aktuellen Fahrleistung nur wenig generatorisch geladen wird (E_{VG}). Es findet damit kaum eine Lastanhebung des Verbrennungsmotors statt. Unterschiede zeigen sich dagegen im elektrischen Fahranteil (E_{EF}). Während der NEFZ mit V-Motor bis auf eine kurze Rekuperationsphase verbrennungsmotorisch durchgefahren wird, findet im ausgeglichenen EUDC durch die hohe Leistungsgrenze P_{1u} teilweise elektrisches Fahren statt.

Trotz der zum Teil recht großen Unterschiede in der Ladebilanz zwischen ECE, EUDC und dem jeweiligen NEFZ ergeben sich kaum Abweichungen bei der Auswertung des Verbrauchs. Damit können die jeweiligen Mittelwerte mit 6,5 l/100 km für den ECE und 5,8 l/100 km für den EUDC als Verbrauchsaussage verwendet werden.

Tabelle 6-24 zeigt eine Reihe von FTP72-Zyklen, sortiert in Richtung steigender Leistungsgrenzen. Die meisten Zyklen wurden im FTP72 mit Leistungsgrenzen von $P_{10} = 4,0$ kW und $P_{1u} = 3,2$ kW gefahren, wobei die Leistungsgrenze P_2 variiert wurde. Um auch den Einfluss der unteren Leistungsgrenzen zu dokumentieren, wurden weitere Messungen mit höheren Leistungsgrenzen P_{10} und P_{1u} durchgeführt. Der Zyklus V2 „61-F4“ entspricht der in Kapitel 6.2 analysierten Messung. Die Beschreibung erfolgt im Weiteren vergleichend zur Auswertung des NEFZ.

Die im Zugbetrieb erforderliche Antriebsenergie weist ähnlich gute Genauigkeit und geringe Streuung auf wie im NEFZ. Der Getriebewirkungsgrad liegt im Mittel um ca. 1 % niedriger. Die Anzahl der Verbrennungsmotorstarts ist ca. viermal höher. Die Messungen weisen, vor allem wegen der häufigen V-Motor-Starts, mehr als doppelt so große elektrische Fahrenergien und elektrische Fahranteile von 11-20 % auf. Entsprechend werden 20 bis 33 % der V-Motor-Leistung generatorisch aufgenommen. Der VM-Wirkungsgrad $\eta_{VM,rel,BOL}$ ist etwas geringer als im NEFZ (ca. 0,2%).

Der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors wird im FTP72 durch die reale Übersetzungsverstellung um 2 % (NEFZ nur 1 %) gemindert. Der BOL-Wirkungsgrad des Referenz-V-Motors weist um 3 % schlechtere Wirkungsgrade auf (bezogen auf 7 % besseres be_{opt}), steigt jedoch bei Anhebung der Leistungsgrenzen deutlich an.

V-Nr.		V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7		
Bez.	Einh.	61-F2	61-F4	60-F3	59-F1	62-F1	61-F6	62-F2	MW	STD
P _{1o}	kW	4,0	4,0	4,0	4,0	5,0	5,0	7,0		
P _{1u}	kW	3,2	3,2	3,2	3,2	4,0	4,0	5,0		
P ₂	kW	7,0	8,0	10,0	11,0	11,0	12,0	17,0		
Ab _z	%	0,12	-0,98	-2,94	-1,54	-2,52	0,98	0,05	-0,98	1,26
η _{G,Z}	%	87,2	89,0	89,1	87,1	87,9	89,6	89,6	88,5	0,9
E _{GE,Z}	kWh	2,09	2,02	1,98	2,06	2,02	2,05	2,03	2,03	0,03
Anz _{Sr}	-	48	39	35	41	34	40	44	40,14	4,23
E _{VM,Z}	kWh	2,07	2,15	2,36	2,43	2,28	2,41	2,39	2,30	0,12
E _{EM,EF}	kWh	0,33	0,28	0,22	0,25	0,31	0,30	0,42	0,30	0,06
E _{EM,VG}	kWh	-0,31	-0,41	-0,60	-0,63	-0,57	-0,66	-0,78	-0,56	0,14
η _{VM,rel,KF}	%	94,6	94,2	95,6	95,3	95,4	95,5	95,7	95,2	0,5
η _{VM,rel,BOL}	%	96,9	96,8	97,2	97,4	97,5	97,5	97,9	97,3	0,3
η _{VM,rel,RBol}	%	93,1	92,8	93,6	94,3	94,3	94,6	95,4	94,0	0,8
E _{Vl,el}	kWh	0,18	0,18	0,21	0,22	0,22	0,24	0,29	0,22	0,03
η _{VM,rel}	%	95,5	95,3	95,7	96,6	96,3	96,4	96,6	96,0	0,5
m _{Kr,W}	g	590	605	657	671	634	665	662	641	28
Ab _{PLU}	%	0,16	0,11	-0,11	0,19	-0,40	0,37	-0,05	0,04	0,22
Ab _{KF}	%	-0,93	-1,17	-0,16	-1,32	-1,00	-0,83	-0,84	-0,89	0,32
Ab _R	%	14,31	12,09	13,29	12,56	9,12	10,24	6,06	11,09	2,46
η _{G,S}	%	85,8	87,6	88,1	85,7	86,3	88,5	88,8	87,3	1,1
R _R	%	75,2	75,5	74,7	74,9	75,0	76,1	76,9	75,5	0,7
E _{EM,R}	kWh	-0,46	-0,46	-0,46	-0,45	-0,44	-0,46	-0,44	-0,45	0,01
ΔE _{FM}	kWh	-0,44	-0,59	-0,84	-0,83	-0,70	-0,82	-0,80	-0,72	0,13
η _{TFM,M}	kWh	88,4	87,7	88,0	88,0	88,3	88,3	88,7	88,2	0,3
η _{TFM,G}	kWh	87,9	88,1	87,4	87,3	87,4	87,0	85,6	87,2	0,7
E _{Vl,TFM}	kWh	0,14	0,14	0,16	0,17	0,17	0,18	0,23	0,17	0,03
E _{EV}	kWh	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,00
E _{HP,el}	kWh	0,136	0,136	0,135	0,134	0,135	0,135	0,134	0,135	0,001
Y _{EV,EM}	%	52,4	57,7	59,9	56,6	53,6	58,1	53,2	55,9	2,5
E _{Kl,L}	kWh	0,44	0,51	0,66	0,68	0,64	0,72	0,84	0,64	0,12
E _{Vl,Ba}	kWh	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05	0,06	0,05	0,01
ΔE _{Ba}	kWh	-0,17	-0,02	0,20	0,18	0,06	0,15	0,08	0,07	0,11
LZ	%	67,3	69,6	73,3	72,9	70,9	72,5	71,2	71,1	1,8
V ₁₀₀	l/100km	5,91	6,06	6,58	6,71	6,35	6,66	6,62	6,41	0,28
ΔV _{100,KZ}	l/100km	-0,01	0,06	0,19	0,10	0,16	-0,06	0,00	0,06	0,08
ΔV _{100,KR}	l/100km	0,13	0,11	0,12	0,11	0,08	0,09	0,06	0,10	0,02
ΔV _{100,KLZ}	l/100km	0,46	0,06	-0,56	-0,50	-0,16	-0,43	-0,21	-0,19	0,31
ΔV _{100 VM}	l/100km	-0,14	-0,13	-0,14	-0,20	-0,18	-0,22	-0,28	-0,19	0,05
V _{100 korrr SE}	l/100km	6,51	6,33	6,36	6,40	6,42	6,22	6,36	6,37	0,08

Tabelle 6-24: Versuchsreihe FTP72 – Auswertung für die TFM

Hier stehen 2,3 % Wirkungsgradsteigerung des Referenzmotors ($\eta_{VM,rel, RBOL}$, V7 zu V1), 0,11 kWh zusätzlichen elektrischen Verlusten gegenüber. Die Wirkungsgradsteigerung wird durch die Verluste in etwa kompensiert, was sich an den nahezu unveränderten Verbrauchswerten $V_{100, Kor, SE}$ zeigt.

Die Rekuperation ist leider durchgängig mit großer Abweichung behaftet. Da diese Abweichung zu spät erkannt wurde, konnten keine besseren Messungen mehr gefahren werden. Es werden im Mittel 11 % zuviel Energie im Schub in den Antriebsstrang eingetragen, die sich bei der Ermittlung des Kraftstoff-Verbrauchs in einem Korrekturbetrag von +0,1 l/100 km niederschlagen. Der Realisierungsgrad für die Rekuperation liegt beim FTP72 deutlich niedriger. Die gezeigten Messungen weisen Realisierungsgrade von 75–77 % auf. Im Vergleich zum NEFZ zeigt sich in der Realisierung der Rekuperation ein Unterschied von 10 % bis 15 %.

An der E-Maschinenwelle ergibt sich, je nach Leistungsgrenzen, eine mechanische Energiebilanz (ΔE_{EM}) von 0,44 bis 0,80 kWh. Bei nahezu konstanten Wirkungsgraden der E-Maschine von 88 und 87 % im motorischen bzw. generatorischen Betrieb, ergibt sich ein steigender elektrischer Verlust der TFM mit hohen Leistungsgrenzen.

Die elektrischen Verbraucher sind nahezu konstant, da auch die hydraulische Energie kaum Schwankungen zeigt. Sie ist um 23 % höher als im NEFZ. Rechnet man den Einfluss der längeren Zyklusdauer heraus, so wird im FTP72 durch die stärkere Verstellung im Mittel nur 8 % mehr Energie von der Hydraulik verbraucht, was die Ergebnisse der detaillierten Analyse bestätigt.

Die Batterie nimmt Klemmenströme von 0,44 bis 0,46 kWh auf und erzeugt im Betrieb Verluste von 0,04 bis 0,06 kWh ($\sim 0,11$ bis $0,17$ l/100 km). Es ergeben sich nach dem Zyklus Ladebilanzen ΔE_{Ba} von 0,17 bis 0,20 kWh.

Der direkt berechnete Streckenverbrauch V_{100} schwankt deutlich. Die Korrekturbeträge für Zugbetrieb $\Delta V_{100, KZ}$ und Rekuperation $\Delta V_{100, KR}$ liegen relativ konstant bei 0,08 l/100 km und 0,1 l/100 km. Die Korrekturen zum Ausgleich der Ladebilanz $\Delta V_{100, LZ}$ schwanken von $-0,56$ bis $+0,46$ l/100 km und liegen im Mittel bei $-0,19$ l/100 km. Für den Mehrverbrauch des Prüfstands-Verbrennungsmotors $\Delta V_{100, VM}$ werden im Mittel 0,2 l/100 km abgezogen. Dieser Korrekturbetrag wird mit höheren Leistungsgrenzen größer. Unter Berücksichtigung der Selbstentladung mit 0,172 l/100 km, ergibt sich im Mittel ein Kraftstoffverbrauch von 6,4 l/100 km .

Zyklen mit kaltem Antriebsstrang:

Um eine Aussage über den Verbrauch gemäß Norm-Zyklus mit kaltem Antriebsstrang zu machen, wurden pro Zyklus zusätzlich mehrere „kalte“ Zyklen gefahren. Der Antriebsstrang wurde mit 20°C gestartet. Durch den Warmlauf werden Verbrennungsmotor-Wirkungsgrad, Getriebewirkungsgrad und der Energiebedarf der Hydraulik beeinflusst. Veränderliche Wirkungsgrade von E-Motor und Batterie und ein veränderter Rollwiderstand des Reifens werden nicht berücksichtigt. **Tabelle 6-25** zeigt für die einzelnen Zyklen die Unterschiede zwischen den Messungen mit kaltem und warmem Antriebsstrang.

	ECE	EUDC	NEFZ	FTP72	
$\eta_{VM, rel}$	- 2,0	- 0,3	- 0,7	- 0,6	%
η_G	- 4,5	- 3,5	- 4,0	- 3,5	%
$E_{Hy,el}$	+19,0	+ 14,0	+ 14,0	+ 12,5	%
$\Delta V_{100,T}$	+ 0,4	+ 0,1	+ 0,3	+ 0,2	l/100 km

Tabelle 6-25: Mehrverbrauch bei kalt gefahrenen Zyklen

6.5 Verbrauch und weitere Einsparpotentiale

6.5.1 Vergleich mit der Simulation

Bild 6-51 zeigt den Verbrauch des Autarken Hybrid am Prüfstand (inklusive Mehrverbrauch für kalten Antriebsstrang) im Vergleich mit den Verbrauchswerten des Referenz-Fahrzeugs mit Handschaltgetriebe bzw. Stufenautomat. Gegenüber dem Handschaltfahrzeug zeigen sich Einsparungen von ca. 5% in ECE und NEFZ. Im FTP72 zeigt sich ein leichter Mehrverbrauch von 1,5%, im EUDC ein deutlicher Mehrverbrauch von 9%. Im Vergleich mit dem Stufenautomat fallen die Einsparungen um ca.5% besser aus. Hier kann lediglich im EUDC keine Einsparung erzielt werden.

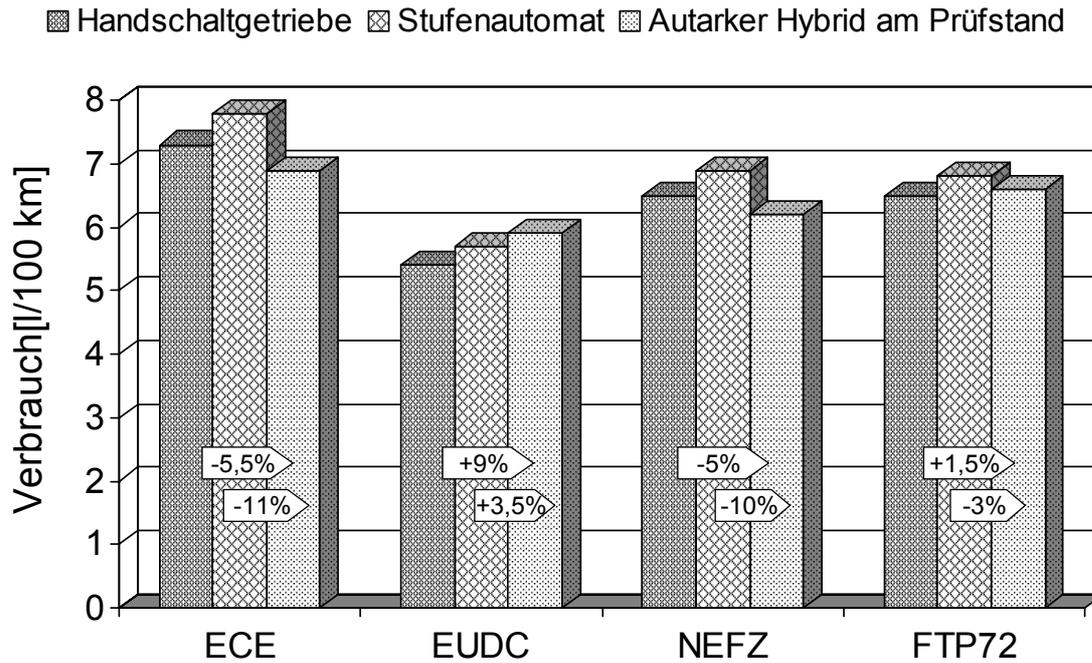


Bild 6-51: Kraftstoffverbrauch des Autarken Hybrid am Prüfstand

Die **Tabelle 6-26** stellt die am Prüfstand ermittelten Verbrauchswerte mit TFM der Simulation gegenüber. Da die Simulation auf stationär gemessenen Kennfeldern basiert, werden zum Vergleich die Werte der Messungen mit warm gefahrenem Antriebsstrang herangezogen.

	ECE	EUDC	NEFZ	FTP 72	
Autarker Hybrid Prototyp mit TFM in der Simulation mit 1430+150 kg	5,8	5,4	5,5	5,6	l/100 km
Autarker Hybrid Prototyp mit TFM am Systemprüfstand (1600+150 kg)	6,5	5,8	5,9	6,4	l/100 km
Mehrverbrauch gegenüber der Simulation	+0,7	+0,4	+0,4	+0,8	l/100 km

Tabelle 6-26: Verbrauch des Autarken Hybrid im Vergleich zur Simulation

Für ECE und FTP72 ergeben sich hohe Mehrverbräuche mit 0,7 und 0,8 l/100 km. In EUDC und NEFZ liegt der Mehrverbrauch bei 0,4 l/100 km. **Tabelle 6-27** schlüsselt die Gründe für diese Differenzen am Beispiel von NEFZ und FTP72 auf.

Die erste Zeile zeigt die Verbrauchswerte der Simulation für den Autarken Hybrid Prototyp mit TFM und einem Gesamtgewicht von 1583 kg. Mit Variationsrechnungen wurde nun die Simulation schrittweise an die realen Gegebenheiten angepasst. Der reale Prototyp hat gegenüber der Simulation rund 150 kg mehr Gewicht, was in beiden Zyklen mit ca. 0,3 l/100 km zu Buche schlägt. Des Weiteren hat sich am Prüfstand gezeigt, dass der Start-Hochlaufverbrauch im NEFZ um 0,15 und im FTP um 0,25 Gramm pro Start höher liegt, als ursprünglich veranschlagt. Dies führt im FTP72 zu einem Mehrverbrauch von 0,1 l/100 km.

	NEFZ	FTP72	
Simulation	5,5	5,6	l/100 km
Mehrgewicht	+ 0,28	+ 0,32	l/100 km
Verbrauch je Start	+ 0,02	+ 0,11	l/100 km
Nebenverbraucher	- 0,09	- 0,11	l/100 km
Hydraulik(+SP)	+ 0,17	+ 0,18	l/100 km
Ladeerhaltung	- 0,08	- 0,08	l/100 km
Mehrverbrauch Betrieb	+ 0,12	+ 0,33	l/100 km
Summe	5,92	6,35	l/100 km
Gemessener Verbrauch	5,9	6,4	l/100 km

Tabelle 6-27: Ursachen der Verbrauchsdifferenz zur Simulation

Bei den elektrischen Nebenverbrauchern hat sich eine leichte Reduktion ergeben, die sich immerhin mit 0,1 l/100 km bemerkbar macht. Der Energiebedarf der Hydraulik ist dagegen in beiden Zyklen um ca. 0,2 l/100 km höher. Ein leichter Gewinn gegenüber der Simulation konnte durch die Ergänzung der Betriebsstrategie um die Ladeerhaltung verbucht werden, die in beiden Zyklen eine Verbrauchsminderung von 0,08 l/100 km ergibt. Der leichten Verbrauchsreduktion in NEFZ und FTP von ca. 0,1 l/100 km stehen durch die reale Betriebsführung Verluste in Höhe von 0,2 und 0,4 l/100 km gegenüber.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass sich mit Hydraulik, Nebenverbraucher und Ladeerhaltung auf der elektrischen Seite nahezu keine Differenz zeigt. Der Mehrverbrauch resultiert damit aus dem Mehrgewicht und der realen Betriebsführung, abgemildert durch etwas bessere Wirkungsgrade von Verbrennungsmotor und Getriebe. Im FTP72 macht sich zusätzlich der erhöhte Startverbrauch des Verbrennungsmotors bemerkbar.

6.5.2 Weitere Einsparpotentiale

Die Untersuchungen zeigen weitere Einsparpotentiale auf. Es wird unterschieden zwischen den Potentialen des Prototyp-Fahrzeugs und denen eines überarbeiteten seriennahen Autarken Hybrid. Während beim Prototyp weitere Einsparungen nur durch eine verbesserte Betriebsführung erreicht werden können, werden für den seriennahen Hybrid Verbesserungen in Bezug auf Gewicht, Stromaufnahme von Nebenverbrauchern und Hydraulik angenommen, die mit den Möglichkeiten einer Serienproduktion zu verwirklichen wären.

6.5.2.1 *Potentiale des Prototypen*

Bei den Potentialen des Prototyps wird zusätzlich unterschieden zwischen den Potentialen bei unveränderter Betriebsstrategie (**Tabelle 6-26, A**) und bei einer erweiterten Betriebsstrategie (**Tabelle 6-26, B**). Die in Kapitel 6.1-6.3 identifizierten Verluste stellen bei unveränderter Betriebsstrategie zugleich auch Potentiale für eine weitergehende Optimierung dar. Zwar hat der Antriebsstrang am Prüfstand schon etliche Optimierungszyklen durchlaufen, aufgrund der nun vorliegenden Analyseergebnisse, könnte bei weiteren Optimierungsschritten jedoch viel gezielter vorgegangen werden. Nennenswerte Einsparungen sind bei NEFZ und FTP72 nur in der Platzierung der Motorbetriebspunkte und in der Rekuperation zu erzielen. Bei der Redu-

zierung der Verluste spielt die Übersetzungsregelung eine zentrale Rolle. Die Platzierung der **V-Motor-Betriebspunkte** auf der BOL hängt, wie in Bild 6-13 und Bild 6-39 zu sehen, von der Regelgüte und der Regelgeschwindigkeit ab. Insgesamt handelt es sich vor allem beim Zu- und Abkuppelvorgang um einen komplexen Prozess. Deshalb wird lediglich eine Minderung der Verluste in NEFZ und FTP72 um 30 % für realistisch gehalten.

A: Potentiale bei unveränderter Betriebsstrategie	NEFZ	FTP72	
Betriebspunkte des V-Motors	- 0,017	- 0,045	l/100 km
Rekuperation Getriebeverstellung	- 0,022	- 0,121	l/100 km
Rekuperation Bremse	- 0,022	- 0,091	l/100 km
Zwischensumme	~ -0,06	~ -0,26	l/100 km
B: Potentiale durch modifizierte Betriebsstrategie	NEFZ	FTP72	l/100 km
Stillstandsabschaltung der Hydraulik	- 0,05	-0,03	l/100 km
Einbeziehung des E-Motor-Wirkungsgrads	~ -0,1	~ -0,1	l/100 km
Zwischensumme	~ - 0,15	~ - 0,13	l/100 km
Gesamtsumme	~ - 0,21	~ - 0,39	l/100 km

Tabelle 6-28: Weitere Einsparpotentiale des Autarken Hybrid-Prototyp

Leichter ist es, die Verluste in der **Rekuperation** aufgrund der Übersetzungsverstellung zu reduzieren. Durch andere Sollvorgaben kann der E-Motor mit Sicherheitsabstand leicht über Nenndrehzahl betrieben werden. Hier ist eine Verlust-Reduzierung von 80 % durchaus möglich.

Bei der Rekuperation konnte ein zu frühes Eingreifen der **Bremse** zwar verhindert werden, die Bremse müsste im V1-Bereich jedoch wieder gelöst werden. Je aktiver der E-Motor dabei bis in niedrigste Geschwindigkeiten rekuperiert, desto größer ist wiederum die Gefahr von Schwingungen im Antriebsstrang. Hier wird für beide Zyklen nur eine Verlusthalbierung für möglich gehalten.

Durch die Modifikation der Strategie lassen sich weitere Potentiale erschließen. Relativ problemlos ist Abschaltung der Hydraulik im Stillstand. Durch diese Stillstandsabschaltung könnten im FTP72 8 % und im NEFZ 14 % der Hydraulikenergie eingespart werden, was sich mit 0,03 l/100 km bzw. 0,05 l/100 km bemerkbar machen würde.

Des Weiteren hat die Analyse des E-Motor-Kennfelds ergeben, dass beide Maschinen beim Betrieb auf der BOL einen bis zu 5 % besseren Wirkungsgrad aufweisen können. Dazu müsste die E-Maschine bei größeren Leistungen in Richtung höherer Drehzahlen verstellt werden. Das geht jedoch bei zugekuppeltem Motor mit Wirkungsgradverlusten am Verbrennungsmotor einher. Deshalb werden hier nur Einsparungen von 0,1 l/100 km angesetzt.

Insgesamt ergibt sich eine Gesamtsumme von 0,2 l/100 km für den NEFZ und 0,4 l/100 km für den FTP72.

6.5.2.2 *Potentiale eines seriennahen Hybrid*

Größere Potentiale ergeben sich bei einer Neugestaltung des Systems. Die Batterie wurde auf einer Reichweite von 30 km ausgelegt. Diese elektrische Reichweite, die aufgrund der Smog-Problematik in Ballungszentren implementiert wurde, ist aufgrund der verbesserten Abgasnachbehandlung nicht mehr nötig. Die in den letzten Jahren in mehreren Projekten erfolgreich eingesetzten HyperCaps würden es ermöglichen, trotz Reduktion der Batteriekapazität auf ein Fünftel, den Speicherwirkungsgrad beizubehalten, bzw. sogar zu verbessern. Eine Gewichtsreduktion des Energiespeichers auf ca. ein Drittel wäre damit möglich. Weiteres Gewicht kann durch Überarbeitung von Getriebe, Hydraulik, der Zusatzaggregate mit Verkabelung und Integration von Steuergeräten, usw. eingespart werden. Insgesamt wird von einer möglichen Gewichtsreduktion von ca. 150 kg ausgegangen. Mit der Verkleinerung der Batterie würde gleichzeitig auch der Stillstandsverlust der Batterie von 0,17 auf 0,03 l/100 km sinken. Des Weiteren bietet das druckgeregelte CVT-Anpresssystem nach Koberger/Stöckl [9.1], deutliche Potentiale auf 20-30 % des hydraulischen Energiebedarfs. – Ähnliche Potentiale lassen sich bei der Schmierölpumpe ebenfalls finden, wenn Druck und Schmierölmenge reduziert werden. Es wird eine Reduktion der Hydraulikenergie auf 30 % angesetzt.

Maßnahme	NEFZ	FTP72	
Gewichtsreduktion um 150 kg	- 0,28	- 0,32	l/100 km
Reduktion des hydraul. Energiebedarfs auf 30 %	- 0,33	- 0,36	l/100 km
Reduktion des elektrischen Verbrauchs	- 0,35	- 0,36	l/100 km
Summe	~ -1,1 bis -0,8	~ -1,2 bis -0,9	l/100 km

Tabelle 6-29: Weitere Einsparpotentiale eines seriennahen Autarken Hybrid

Weiteres großes Einsparpotential bieten auch die elektrischen Nebenverbraucher. Betrachtet man **Tabelle 5-2** fallen allein ein Viertel der Leistungsaufnahme auf die D-Space-Hardware des GFR mit Monitor. Diese Entwicklungsumgebung entfällt im Serienfahrzeug. Des Weiteren haben die sieben Steuergeräte einen großen Anteil am Stromverbrauch „Komponenten des Autarken Hybrid“. Eine Integration dieser Geräte könnte diesen Betrag auf ca. 60 % senken. Würde man zusätzlich die Stromaufnahme der „Umgerüsteten Komponenten“, Bremskraftverstärker und Servopumpe, um 25 % senken, hätte man bereits eine Halbierung der Stromaufnahme bewirkt, die sich wiederum mit einer Senkung des Verbrauchs um 0,3 l/100 km bemerkbar machen würde. Die Summe der Einsparpotentiale ergibt 1,1 bzw. 1,2 l/100 km. Bei der Addition der Potentiale ist jedoch Vorsicht geboten, da die Wirkungsgrade im Antriebsstrang bei solch großen Energiebeträgen deutlich sinken können. Es ist also wahrscheinlich von einer Reduktion von 0,8 bzw. 0,9 Litern auszugehen.

7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Im Rahmen von Teilprojekt B9 des Sonderforschungsbereichs SFB 365 „Umweltfreundliche Antriebstechnik für Fahrzeuge“ wurde der Antriebsstrang des Autarken Hybrid in Zusammenarbeit mehrerer Lehrstühle auf einem Prüfstand aufgebaut. In mehreren Schritten wurde der Antriebsstrang am Prüfstand in Betrieb genommen, untersucht und optimiert. Die Dissertation baut auf diesen Arbeiten auf. Primäres Ziel ist die Verifikation der von der Simulation vorhergesagten Einsparpotentiale des Autarken Hybrid. Der wissenschaftliche Schwerpunkt der vorliegenden Forschungsarbeit liegt jedoch auf der systematischen Analyse des realen Betriebs und der sich einstellenden Wirkungsgrade und Verluste im Vergleich zur idealen Betriebsführung entsprechend der Betriebsstrategie.

Bei dieser Untersuchung erweist sich der direkte Vergleich mit der Simulation als nicht sinnvoll, da Abweichungen in Betrieb oder Wirkungsgradverhalten einzelner Komponenten sich auf andere Komponenten auswirken. Die weiteren Vergleiche „hinken“ dann, da sie auf unterschiedlichen Energieströmen oder Betriebsführungen basieren. Deshalb wird, basierend auf den Messdaten, für jede Komponente eine simulative Vergleichsrechnung durchgeführt. In Folge ist es notwendig, die an einzelnen Stellen im Antriebsstrang lokalisierten Änderungen der Verluste in eine Verbrauchsänderung umzurechnen. Dazu werden alle Energieflüsse bzw. Wirkungsgradpfade im System aufgeschlüsselt und übersichtlich dargestellt. Basierend auf diesen Wirkungsgraden, kann der Einfluss der festgestellten Wirkungsgradänderungen auf den Verbrauch quantisiert werden. Dabei wird unterschieden zwischen Umsetzung der CVT-Übersetzungsverstellung und der Leistungsstrategie, die das Zusammenwirken beider Motoren beschreibt. Zur Bestimmung des Verbrauchs werden die Messungen auf Abweichungen in der Fahrenergie und der Ladebilanz untersucht und der Fehler mit Hilfe einer Korrekturrechnung minimiert.

In der Dissertation werden zwei ausgewählte Zyklusmessungen ausführlich präsentiert und analysiert. Um die gewonnenen Ergebnisse abschließend auf eine breitere Basis zu stellen, werden Auswertungen von Versuchsreihen der Zyklen ECE, EUDC, NEFZ und FTP72 dargestellt und daraus der Verbrauch des Autarken Hybrid am Prüfstand bestimmt. Im Anschluss folgen ein Vergleich mit der Simulation und die Bestimmung weiterer Einsparpotentiale.

Die Analyse der Zyklusmessungen zeigt, dass die Betriebsstrategie beim Antreiben des Fahrzeugs im NEFZ sehr gut, im FTP72 gut umgesetzt werden kann. Die größten Verluste zeigen sich bei der Rekuperation und beim Einregeln der optimalen Übersetzung des Verbrennungsmotors. Die Abweichungen zwischen Simulation und Rechnung im FTP72 sind größer als im NEFZ, da die raschen und häufigen Lastwechsel die Umsetzung der Betriebsstrategie erschweren. Im Vergleich zur Simulation treten weitere Differenzen auf. Bei der Umsetzung im Prototyp sind vor allem durch Mehrgewicht die realisierten Einsparungen gemindert worden. Auch das Warmlaufverhalten des Antriebsstrangs wurde nur unzureichend behandelt. Mit der Transversalfluss-Maschine (TFM) konnten gegenüber dem Handschaltfahrzeug Ein-

sparungen erreicht werden. Die Einsparungen sind gegenüber der Simulation jedoch deutlich kleiner.

Die Betrachtung der Potentiale zeigt, dass ein überarbeiteter seriennaher Hybrid-Antriebsstrang ein hohes Einsparpotential besitzt. Die entscheidenden Schlüssel zur Verbrauchsreduktion sind Gewichtsreduktion, Reduktion der Batteriegröße, Reduktion des Energiebedarfs der Hydraulik und Reduktion des elektrischen Verbrauchs für Steuergeräte und elektrifizierte Komponenten.

Die Untersuchungen bestätigen prinzipiell die Richtigkeit der Simulation und der berechneten Einsparpotentiale, zeigen aber auch, wie schnell die theoretischen Potentiale bei der Realisierung des Systems verloren gehen können. Die Interaktion der Komponenten führt zu einer großen Anzahl an Betriebszuständen und damit zu komplizierten Energieflüssen mit langen Wirkungsgradketten und vielen möglichen Verlustquellen. Erst eine konsequente Verlustanalyse und wiederholtes iteratives Redesign von Fahrzeug, Komponenten und Betriebsstrategie machen das volle Potential dieser Technologie zugänglich. Dazu ist ein langer Atem in Kombination mit großen finanziellen und personellen Mitteln und einer kommunikativen, interdisziplinären Entwicklung des Antriebsstrangs nötig.

Das Nachfolgeprojekt des Sonderforschungsbereichs 365, das Transferprojekt 3053 "Optimierter Antriebsstrang", das Mitte 2003 in Zusammenarbeit von EAS (Lehrstuhl für elektrische Antriebssysteme) und FZG (Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau) in Kooperation mit mehreren Industriepartnern gestartet wurde, stellt sich dieser Herausforderung und setzt wesentliche Erkenntnisse der Untersuchung des Autarken Hybrid um. Ziel ist ein seriennahes Fahrzeug zu präsentieren, das in Kosten und Aufwand gegenüber dem Autarken Hybrid deutlich reduziert ist. Der so genannte optimierte Antriebsstrang basiert auf dem stufenlosen weitgespreizten i-Wurzel-i-Getriebe. Durch die vereinfachte Getriebestruktur gegenüber dem i^2 -Getriebe sind ein verbesserter Wirkungsgrad, ein geringerer hydraulischer Aufwand und niedrigere Kosten möglich. Anstatt der Batterie wird ein UltraCap-Stack als Energiespeicher verwendet, der in seiner Größenordnung so dimensioniert wird, dass er ausreicht um einen Grossteil der kinetischen Energie zu rekuperieren. Ein Schwungstart soll in Zukunft dafür sorgen, dass der Verbrennungsmotor innerhalb kürzester Zeit einsatzbereit ist.

8 LITERATURVERZEICHNIS

zu Kapitel 1:

- [1.1] Geschichte des BMU – 15 Jahre Bundesumweltministerium – Rückschau und Ausblick
- [1.2] Umweltbundesamt Broschüre „Umweltdaten Deutschland 2002“, S. 16
- [1.3] Umweltbundesamt Broschüre „Umweltdaten Deutschland 2002“, S. 41
- [1.4] Schuh, H.: Den Kranken geht es prächtig Die Zeit 2/2003- Wissen
- [1.5] Umweltbundesamt Broschüre „Umweltdaten Deutschland 2002“, S. 49
- [1.6] Das Gletscherarchiv – www.gletscherarchiv.de/
- [1.7] Latif, M.: Das große Schmelzen hat begonnen. Die Zeit 14/2002- Politik
- [1.8] Umweltbundesamt Broschüre „Umweltdaten Deutschland 2002“, S. 29
- [1.9] Schnabel, U.: Wer im Treibhaus sitzt ... Die Zeit 29/2003- Wissen
- [1.10] Becker-Boost, E.; Fiala, E.: Wachstum ohne Grenzen. Springer-Verlag/Wien 2001, S. 275.
- [1.11] Schuh, H.: Klimagrauß von der Galaxis. Die Zeit 29/2003- Wissen
- [1.12] Kökel, Th.: Beeinflusst die kosmische Strahlung das Klima? Spektrum der Wissenschaft, Heft 01/2003., S.8
- [1.13] Duplessy, J.-C.: Klarheit über das Klima. Spektrum der Wissenschaft, Heft 04/2003, S.20
- [1.14] Wagner, Th.; Kuhnt, W.; Damsté, J.: Klimakapriolen in der Kreidezeit. Spektrum der Wissenschaft, Heft 12/2003, S.48
- [1.15] Wallentowitz, H.; Biermann, J.-W.; Bady, R.; Renner, C.: Strukturvarianten von Hybrid-Antrieben. VDI-Berichte 1459. S.49
- [1.16] Bady, R.; Biermann, J.-W.: Hybrid-Elektrofahrzeuge – Strukturen und zukünftige Entwicklung. 6. Symposium „Elektrische Straßenfahrzeuge“, Technische Akademie Esslingen, 11./12.05.2000
- [1.17] Paefgen, F.-J.; Lehna, M.: Der Audi Duo, das erste serienmäßige Hybridfahrzeug. ATZ 1997-6
- [1.18] Buschhaus, W.: The Concept of the Ford/Aachen Parallel Hybrid. VDI-Berichte 1225, S.53
- [1.19] Buschhaus, W.; Jaura, K. A.; Tamor, M. A.: P2000 LSR – Ford’s Systematic and Integrated HEV Development Program. VDI-Berichte Nr. 1459, S.123
- [1.20] Boll, W.; Antony, P.: Der Parallel-Hybridantrieb von Mercedes-Benz. VDI-Berichte 1225. S.65
- [1.21] Friedmann, S.; Schumacher, B.; Götz, G.; Preis, M.; Brinz, K.: Entwicklung und Applikation eines kennfeldgesteuerten Antriebsmanagements für ein BMW-Parallel-Hybridfahrzeug. 6. Aachner Kolloquium „Fahrzeug- und Motorentechnik“, 20.-22.10.1997
- [1.22] Fukuo, K.; et al.: Development of the ultra-low-fuel-consumption hybrid car – Inside. JSAE Review, Heft 1, 2001
- [1.23] Brachmann, T.: The Integrated Motor Assist (IMA) Drivetrain of Honda: First Evolution of the Honda INSIGHT IMA System. Konferenz: Optimisation of the Power Train in Vehicles by Using the Integrated Starter Generator (ISG). Haus der Technik Fachbuch Band 14, 2002

- [1.24] Gordon, R., L.: i-MoGen: Ein Mild-Hybrid-Antriebskonzept für künftige Dieselfahrzeuge. ATZ 2002-11
- [1.25] Warburg, N.; Mailänder, E.; Saatkamp Th.; Reckziegel, C.; Stutz, M.: Das ISAD-System in der Ökobilanz. ATZ 2002-10
- [1.26] Reik, W.: Startergenerator im Antriebsstrang. Fachtagung „E-Maschine im Antriebsstrang“. 09.04.1999
- [1.27] Kruse, R.; Schäfer, H.; Wähner, L.: Integrierter Starter-Generator für das 42-V-Bordnetz. ATZ 7-8/2002 Jahrgang 104. S.664
- [1.28] Bischof H.; Bork, M.; Schenk, R.: Startergenerator: System, Funktion, Komponenten. Fachtagung „E-Maschine im Antriebsstrang“. 09.04.1999
- [1.29] Behse, P.: Ford Escort Turnier: Unser fleißiges Bienchen. Süddeutsche Zeitung, 18./19. Juni 1994. Seite V1/13.
- [1.30] Warthmann, W.; Benczur-Ürmösy, G.; Haschka, F.; Ohms, D.: Alkalische Nickelsysteme für den Einsatz in Hybrid-Fahrzeugen. VDI-Berichte 1225. S.225
- [1.31] Stan, C.; Personnaz, J.: Hybridantriebskonzept für Stadtwagen auf Basis eines kompakten Zweitaktmotors mit Ottodirekteinspritzung. ATZ 2000/2. S.119
- [1.32] Schipman, J.; Lebourg, A.: KANGOO ELECT'ROAD – Description of the Kangoo fitted with a range extender. EVS 18, 20-24. Oktober 2001, Berlin, Tagungs-CD
- [1.33] Lovatt, H., C.; Dunlop, J., B.: The *aXcessaustralia* Low Emission Vehicle Drive Train. Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, June 12-15, 2000, Seoul, Korea
- [1.34] N. N.: Multipla Hybrid Power, Fiat. ATZ 2000-4
- [1.35] Zellner, M.: Fiat Multipla Hybrid Power: Das Alphabet der Antriebsarten. Süddeutsche Zeitung, Seite V2/1. 2.Februar. 2000
- [1.36] Killmann, G.; Yeagashi, T.; Hirose, K.; Takaoka, T.: Toyota Prius– Development and Market experiences. VDI-Berichte 1459. S.109
- [1.37] N. N.: Toyota Prius: The Best engineered Car of 2001. Automotive Engineering International March 2001, S.27
- [1.38] Davis, D., H.: Battery Pack System for General Motor's Partnership for a New Generation Vehicle (PNGV)-Precept Vehicle. EVS 18, 20-24. Oktober 2001, Berlin, Tagungs-CD
- [1.39] N.N.: Hybrid vehicle dynamics. AEI (Automotive Engineering International), July 2002, S. 54. ff
- [1.40] Dietrich, P.; Eberle, K. M.: Das ETH-Hybrid III-Antriebskonzept. VDI-Berichte Nr. 1225, S.27
- [1.41] Dietrich, P.; Eberle, K. M.: Betriebsverhalten des ETH-Hybrid III Antriebes - Auf dem dynamischen Prüfstand und im Fahrzeug, Nr. 1459, S. 73
- [1.42] van der Graaf, R.; Kok, D. B., Spijker, E.: Integration of Drive System, Subsystems and Auxiliary Systems of a Flywheel Hybrid Driveline with respect to Design Aspects and Fuel Economy VDI-Berichte Nr. 1459, S.1

zu Kapitel 3:

- [3.1] Höhn, B.-R.; Pinnekamp, B.: Der Autarke Hybrid: Ein universelles Antriebskonzept für PKW. ATZ 96 (1994) 5, S. 294 - 300.
- [3.2] Hybrid-Antriebsstrang, Deutsche Patentanmeldung DP 4113386.2
- [3.3] Höhn, B.-R.: Grundlagen für die Auslegung der Elektromaschine beim Autarken Hybrid. Konstruktion 48 (1996) S. 109 - 113.

- [3.4] Kraßer, B.; Schmid, M.; Lorenzen, H. W.: Elektrische Antriebsaggregate für den Autarken Hybrid. VDI Berichte Nr. 1225; Rationelle Energienutzung bei Hybridfahr-zeugen, 1995. S. 161-177.
- [3.5] Angloher J., Schaefer H.: Batterieauswahl für den Autarken Hybrid. VDI-Berichte Nr. 1225 (1995), S. 237 - 253.
- [3.6] Höhn, B.-R.; Pinnekamp, B.: A Special CVT for a New Power Train Concept. AGMA Fall Technical Meeting, 25./26.10.1994, St. Louis, USA.
- [3.7] Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Förster, W.: Der Lastschaltvorgang am I²-Getriebe des Autarken Hybrid. VDI-Tagung Hybridantriebe in Garching, 25./26. Februar 1999. VDI-Berichte Nr. 1459/1999. S. 281 - 305.
- [3.8] Koberger, M.: Verlustarme Getriebehydraulik für einen Hybridantrieb mit Kettenwandler. Innovation und Fortschritt in der Fluidtechnik, Zweites Deutsch-Polnisches Seminar, Warschau. 16./17. Sept. 1997. Tagungsband S. 295-308.
- [3.9] Koberger, M.; Renius, K. Th.; Westenthanner, U.: Hydraulisches Konzept für den Autarken Hybrid. Tagung "Rationelle Energienutzung bei Hybridfahrzeugen", München 19./20.10.1995. VDI-Bericht Nr. 1225, S. 201 - 218.
- [3.10] Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Schmidbauer, Th.: The Autark Hybrid - Implementation of the Powertrain in a Compact Class Car. Int. Congress on Continuously Variable Power Transmission. Eindhoven University of Technology, 16./17. Sept. 1999, p. 190 - 195.
- [3.11] Höhn, B.-R.; Vollmer T.: Operational Strategy and Control of the Autark Hybrid of the TU München. evs-15, Brüssel (Tagungsband als CD-Rom) 29.09 - 03.10.1998.
- [3.12] Mayer, T.; Schröder, D.: (1995). Betriebszustände und Regelung eines speziellen Hybridfahrzeuges. Alternativ Mobil 95, Karlsruhe, Germany, Proceedings pp. 11-20.
- [3.13] Schröder, D.; Müller, C.: Entwurf und Implementierung der Regelung am Autarken Hybrid. VDI-Tagung Hybridantriebe in Garching, 25./26. Februar 1999. VDI-Berichte Nr. 1459/1999. S. 211 - 226.
- [3.14] Freimann, R.:Probleme und Chancen der Nutzung von CAN für Regelkreise – Kurz-fassung. Landtechnik 1997 - Tagung in Braunschweig, 16./17.10.97. VDI-Berichte Nr. 1356.
- [3.15] Freimann, R.; Renius, K. Th.: Meßtechnik im Autarken Hybrid der TUM auf Basis des CAN-BUS. VDI-Tagung Hybridantriebe in Garching, 25./26. Februar 1999. VDI-Berichte Nr. 1459/1999. S. 265 - 279.
- [3.16] Kersch, S.: Der Autarke Hybrid – Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energiever-brauch und Bestimmung des Einsparpotentials. Dissertation TU-München 1998, p. 126.

zu Kapitel 5::

- [5.1] Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Schmidbauer, Th.: Integration des Autarken Hybrid in ein KFZ und Aufbau am Systemprüfstand. VDI-Tagung Hybridantriebe in Garching, 25./26. Februar 1999. VDI-Berichte Nr. 1459/1999. S. 395 - 412.
- [5.2] Newcastle Upon Tyne, England, Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Guttenberg Ph.: Investigating a parallel Hybrid on a test rig. ISATA2000, Dublin, Ireland. 25.-27. Sept. 2000.
- [5.3] Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Krastev, I.; Guttenberg, Ph.: Erste Untersuchungen zur Funktionalität des Antriebsstrangs des Autarken Hybrid. VDI-Tagung "Innovative Fahrzeugantriebe" in Dresden, 26./27. Okt. 2000. VDI-Berichte 1565, S. 691-713.

- [5.4] Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Krastev, J.: Lastschaltvorgang im Autarken Hybrid – Verbesserungen und Optimierungspotential. Getriebe in Fahrzeugen 2001, Friedrichshafen, 19.-20. Oct. 2001, VDI-Berichte 1610, S. 685 – S. 702.
- [5.5] Schröder, D.; Müller, C.: Entwurf und Implementierung der Regelung am Autarken Hybrid. VDI-Tagung Hybridantriebe in Garching, 25./26. Februar 1999. VDI-Berichte Nr. 1459/1999. S. 211 – 226.
- [5.6] Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Guttenberg, Ph.: Testing of the Autark Hybrid on Test Rig. ATTCE 2001, Barcelona, Spain, 1-3 Februar 2001. Proceedings Volume 2 (P-368), p. 333-340
- [5.7] Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Guttenberg, Ph.: Experiences of the Autark Hybrid drive line on test rig. EVS18 – 2001, Berlin, 21.-24. Oct. 2001, proceedings, p.217, proceeding-CD
- [5.8] Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Guttenberg, Ph.: Investigations on Fuel Consumption of the Autark Hybrid on Test Rig. GPC 2002, Ann Arbor, Michigan, USA, 24-26. September 2002, Proceedings
- [5.9] Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Guttenberg, Ph.: Fuel Consumption of the Autark Hybrid on Test Rig. CVT2002 Congress, Munich, Germany, 7./8.-Oktober 2002. VDI-Berichte 1709, S. 479
- [5.10] Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Guttenberg, Ph.; Krastev, J.: Zusammenfassende Verbrauchsbilanzierung des Antriebsstrangs des Autarken Hybrid. VDI-Tagung “Getriebe in Fahrzeugen 2004”, 22/23. Juni, 2004, Friedrichshafen.

zu Kapitel 6:

- [6.1] Kersch, S.: Der Autarke Hybrid – Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotentials. Dissertation TU-München 1998, p. 126.
- [6.2] Weh, H.: Die Transversalflussmaschine – Alternative mit gutem Wirkungsgrad. VDI-Berichte 1225. S.149
- [6.3] Kraßer, B., Schmid, M.; Lorenzen, H.W.: Elektrische Antriebsaggregate für den Autarken Hybrid. VDI-Berichte 1225. S161.
- [6.4] Koberger, M.: Hydrostatische Ölversorgungssysteme für stufenlose Kettenwandlergetriebe. Dissertation TU-Muenchen, 1999. S. 67
- [6.5] Koberger, M.: Hydrostatische Ölversorgungssysteme für stufenlose Kettenwandlergetriebe. Dissertation TU-Muenchen, 1999. S. 68
- [6.6] Angloher, J.; Wagner, U.: Analyse und Modellierung des Einsatzes einer Nickel/Metallhydrid-Batterie im Autarken Hybrid. VDI-Berichte 1459.
- [6.7] Angloher, J.: Einsatzoptimierung von Traktionsbatterien mit Hilfe neuronaler Netze, Diss-TU-Muenchen 1999, IFE-Schriftenreihe Heft 39. S.63, S. 124
- [6.8] www.mathworks.com - Matlab 6.1 Release 12

zu Kapitel 7:

- [7.1] Westenthanner, U.: Hydrostatische Anpress- und Übersetzungsregelung für stufenlose Kettenwandlergetriebe. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 442. S.63
- [7.2] Angloher, J.: Einsatzoptimierung von Traktionsbatterien mit Hilfe neuronaler Netze, Diss-TU-Muenchen 1999, IFE-Schriftenreihe Heft 39. S.16

zu Kapitel 9:

- [9.1] Stöckl, B.: Development of a Pressure-Controlled Clamping System for Continuously Variable Belt and Chain Transmissions. CVT2002 Congress, München 7/8. Oktober 2002, VDI-Berichte 1709, S.571

9 ABKÜRZUNGEN, ZEICHEN UND EINHEITEN

&		logisches „und“: z. B.: ((a>b) & (b>c))
Δ		Abweichung, Intervall, Differenz
δ		Verteilung
δn		Verteilung normiert auf 1
ρ	[kg/m ³]	Dichte
ω	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit
η	--	energetisch gemittelter Wirkungsgrad
$\eta(t)$	--	Wirkungsgrad-Zeitverlauf
Σ		Summe
{a>b}		Klammer liefert 1 wenn Bedingung wahr, 0 wenn falsch
V_{100}	[l/100 km]	Streckenverbrauch
A	[m ²]	Fläche
ab		Abtrieb
Ab	[%]	Abweichung
an		Antrieb
Anz	--	Anzahl
ASM		Asynchronmaschine
B	[m/s ²]	Beschleunigung
B	--	Welle B des Kettenwandlers
Ba		Batterie
be	[g/kWh]	spezifischer Verbrauch
bez		bezogen
Bez.		Bezeichnung
BMU		Bundesumweltministerium
Bo		Boosten
BOL		Betriebsoptimale Linie / Betriebsoptimale Linie des am Prüfstand
BV		von der Batterie an die elektrischen Verbraucher
Br		Bremse
C	[F]	elektrische Kapazität
C	--	Welle C des Kettenwandlers
CO ₂		Kohlendioxid – Treibhausgas
cum		kumuliert (bis zur aktuellen Zeit (t) aufsummiert)
CVT		continuously variable transmission – Stufenlosgetriebe
c_w	--	cw-Wert des Fahrzeugs
E	[kWh]	Energie
EAS		Lehrstuhl für elektrische Antriebssysteme
EF		Betriebszustand "elektrisches Fahren"
ECE		European City Cycle
el		elektrisch
EL		Entladen der Batterie
EM		Elektromotor

EUDC		„Extra Urban Drive Cycle“
EV		elektrische Verbraucher = alle elektrischen Verbraucher im elektrischen
fr	--	Rollreibungskoeffizient
F		<i>nur als index:</i> Fahr- (z. B. P_F = Fahrleistung)
FB		Drehmomentfühler an Welle B des Kettenwandlers
FC		Drehmomentfühler an Welle C des Kettenwandlers
FTP72		„Federal Test Procedure 72“ – amerikanischer Norm-Zyklus für
FW		Fahrwiderstand
FZ		Fahrzeug
FZG		Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau
g	N/kg	Ortsfaktor
G		Getriebe
G		Generatorbetrieb / generatorisch
GD		an der Differentialwelle des Getriebes
GE		an der Getriebeeingangswelle
GE		Generatorisches Entladen
GFR		Gesamtfahrzeugregler
GKF		Getriebekennfeld
GL		Betriebszustand „Generatorisches Laden“
GV		vom Generator an die elektrischen Verbraucher
HP		Hochdruckpumpe
Hy		Hydraulikpumpen = Hockdruckpumpe und Schmierölpumpe
i		innere Leistung = abzügl. dynamischer Leistungen aus Drehträgheiten
i	--	Übersetzung
i_{opt}	--	optimale Übersetzung – weist Sprünge auf
i_{optR}	--	optimale Übersetzung mit begrenzten Verstell-Gradient
ist		gemessener, ermittelter Ist-Wert
IVT		infinitely variable transmission – Stufenlosgetriebe mit unendlichem
IZ		Ist-Zyklus = gefahrenes Geschwindigkeitsprofil
J	[kgm ²]	Massenträgheit
K		Korrektur-Faktor
K1, K2		synchronisierte Zahnkupplung 1 bzw. 2 des Getriebes
KEQ		Kraftstoff-Energie-Äquivalent
KF		am Prüfstand vermessenes Kennfeld des V-Motors
Kl		Klemmen der Batterie
KLZ		Korrektur Ladezustand
korr		korrigiert (Wert ist Ergebnis eines Korrekturverfahrens)
Kr		Kraftstoff
KR		Korrektur Rekuperation
KZ		Korrektur Zugbetrieb
kum		kumuliert
KW		Kettenwandler = Kettenvariator
KZ		Korrektur Zugbetrieb
L		Laden der Batterie

L1, L2		Lamellenkupplung 1 bzw. 2 des Getriebes
LE		Betriebszustand „Ladeerhaltung“
LM		Lichtmaschine
LTM		Lehrstuhl für Landmaschinen
Luft		Luft als index für z. B. Luftdichte ρ_{Luft}
Lstrat		Leistungsstrategie
LZ	--	Ladezustand
m	[g]	Masse
m		gemittelt
M		Motor
M	[Nm]	Drehmoment
max		maximal, maximal möglich
MW		Mittelwert
n	[U/min]	Drehzahl
N		Nenn- (Nenndrehzahl, Nennleistung des E-Motors)
NEDC		New European Drive Cycle
NEFZ		Neuer Europäischer Fahrzyklus = NEDC
Ni/MH		Nickel-Metallhydrid
NL		Nachlauf des Dieselmotors
NV		Nebenverbraucher
Öl		Motoröl / Getriebeöl
opt		optimal, optimal in bezug auf die Übersetzungsverstellung
optr		für optimale Verstellung entsprechend Strategie unter Berücksichtigung
p	[bar]	Druck
P	[kW]	Leistung
P ₁	[kW]	Leistungsgrenze zum Ein /Ausschalten des Verbrennungsmotors
P _{1o}	[kW]	Leistungsgrenze zum Einschalten des Verbrennungsmotors
P _{1u}	[kW]	Leistungsgrenze zum Ausschalten des Verbrennungsmotors
P ₂	[kW]	Leistungsgrenze zum Abregeln des E-Motors im Generatorbetrieb
PLU		volumetrisches Kraftstoffmessgerät von Pierburg
Pot		potentiell
q(t)	--	Zeitverlauf der Steuergröße "quer zur Leistungsrichtung"
R		Rad
R		Betriebszustand "Rekuperation"
R	[%]	Realisierungsgrad
R	[Ω]	ohmscher Widerstand
RBOL		BOL des Referenzmotors
red		reduziert
rel		relativ
RF		Motorkennfeld des Herstellers
Roll		Rollwiderstand
RS		Regelstange der Diesel-Einspritzpumpe
S		Schubbetrieb des Antriebsstrangs
S (S _T , S _B)		Schlupf (Treibschlupf, Bremsschlupf)

SA		Schalten aktiv = es findet ein Umschaltvorgang im Getriebe statt
SE		Selbstentladung der Batterie
SFB 365		Sonderforschungsbereich 365 der Deutschen Forschungsgemeinschaft
SH		Start-Hochlauf des Verbrennungsmotors
SO ₂		Schwefeldioxid – Luftschadstoff
soll		vorgegebener Zielwert
SP		Schmierölpumpe
SR		Schwungrad
St		Start des Verbrennungsmotors
STD		Standardabweichung
SYN		Synchronpunkt des i ² -Getriebes
SZ		Soll-Zyklus = vorgegebener Geschwindigkeits-Zyklus
t	[s]	aktuelle Zeit
T	[°C]	Temperatur
T	[s]	Zyklusdauer
th		theoretisch, ideal im Bezug auf die Leistungsstrategie
TFM		Transversalflussmaschine
th		theoretisch, nach Strategie
TK		Trennkupplung / <i>als index</i> : zugekuppelt
v	[m/s]	Geschwindigkeit
V1		V1-Bereich = Niedergeschwindigkeitsbereich
V2		V2-Bereich = Hochgeschwindigkeitsbereich
VG		Betriebszustand “verbrennungsmotorischer Betrieb mit generatorischem
VKSS		Vierkantensteuerschieber
VL		Verlust
VM		Verbrennungsmotor
VStrat		Verstellstrategie
W		Waage
W		Wasser
X		Energiestrom-Teiler
X	--	Platzhalter für verallgemeines Signal, Größe, Index
X(t)	--	entsprechendes Zeitsignal zu X
Y		Energiestrom-Sammler
Z		Zugbetrieb des Antriebsstrangs / Zustand eines binären Signals
ZR		Zahnradstufe
Zy		Zylinder

DISSERTATIONEN DER FZG

- 1 PERRET, H. Übertragung konstanter Leistung durch stufenlos mechanische Regeltriebe. TH Braunschweig 1935.
- 2 BELLMANN, H. Beiträge zur Prüfung von Bremsbelägen. TH Braunschweig 1939.
- 3 HIERSIG, H.M. Der Zusammenhang von Gestaltung und Beanspruchung bei Schneckengetrieben mit Evolventenverzahnung. TH Braunschweig 1943.
- 4 HELBIG, F. Walzenfestigkeit und Grübchenbildung von Zahnrad- und Wälzlagerwerkstoffen. TH Braunschweig 1943.
- 5 ARF, D. Pendelrollenlager mit symmetrischen und unsymmetrischen Rollen. TH Braunschweig 1944.
- 6 OESMANN, W. Entwicklung einer Stahlsand-Schalt- und Regelkupplung. TH Braunschweig 1945.
- 7 RUBO, E. Ermittlung der Achsfehler-Empfindlichkeit verschiedener Zylinder-Schneckengetriebe mit Hilfe des Einlauf-Abschliffvolumens. TH Braunschweig 1948.
- 8 GLAUBNITZ, H. Drehmomentmessungen zum Wendevorgang bei Raupenfahrwerken. TH Braunschweig 1948.
- 9 TALKE, H. Beiträge zur hydrodynamischen Schmiertheorie des ebenen Gleitschuhes auf ebener Fläche. TH Braunschweig 1948.
- 10 CRAMER, H. Über die Reibung und Schmierung feinmechanischer Geräte. TH Braunschweig 1949.
- 11 THOMAS, W. Reibscheiben-Regelgetriebe mit Linienberührung. TH Braunschweig 1949.
- 12 MAUSHAKE, W. Theoretische Untersuchung von Schneckengetrieben mit Globoidschnecke und Stirnrad. TH Braunschweig 1950.
- 13 KRAUPNER, K.W. Das plastische Verhalten umlaufender Stahlrollen bei Punktberührung. TH Braunschweig 1951.
- 14 BANASCHEK, K. Die Gleitreibung geschmierter Flächen kleiner Schmiegun. Einfluß von Werkstoffpaarung, Krümmung, Oberfläche und Schmierstoff. TH Braunschweig 1951.
- 15 HEYER, E. Versuche mit Zylinderschneckenrieben. Einfluß von Zahnform, Modul, Durchmesser und Schmierstoff auf Verlustleistung und Tragfähigkeit. TH München 1952.
- 16 HENTSCHEL, G. Der Hochleistungswälztrieb. Entwicklungsstand und Entwicklungsmöglichkeiten. TH München 1952.
- 17 WINTER, H. Tragfähigste Evolventengeradverzahnung. TH München 1954.
- 18 ROY, A.K. Spannungsoptische Untersuchung eines schrägverzahnnten Stirnrades. TH München 1957.
- 19 RETTIG, H. Dynamische Zahnkraft. TH München 1957.
- 20 OHLENDORF, H. Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern. TH München 1958.
- 21 UNTERBERGER, M. Geräuschuntersuchungen an geradverzahnnten Zahnrädern. TH München 1958.
- 22 LOOMAN, J. Das Abrichten von profilierten Schleifscheiben zum Schleifen von schrägverzahnnten Stirnrädern. TH München 1959.
- 23 JARCHOW, F. Versuche an Stirnrad-Globoidschneckenrieben. TH München 1960.
- 24 POPOVIC, L. Einfluß von Zahnform und Bearbeitung auf die Zahnfußfestigkeit. TH München 1960.
- 25 EHRENSPIEL, K. Die Festkörperreibung von geschmierten und ungeschmierten Metallpaarungen mit Linienberührung. TH München 1962.
- 26 PITTROFF, H. Riffelbildung infolge Stillstandserschütterungen bei Wälzlagern. TH München 1962.
- 27 SCHREIBER, H. Zur Auswertung von Lebensdauerversuchen an Wälzlagern. TH München 1962.
- 28 ROTH, K. Untersuchungen über die Eignung der Evolventenzahnform für eine allgemein verwendbare feinwerktechnische Normverzahnung. TH München 1963.
- 29 NARUSE, Ch. Verschleiß, Tragfähigkeit und Verlustleistung bei Schraubenradgetrieben. TH München 1964.
- 30 GARTNER, F. Die Mischreibung bei Linienberührung. TH München 1964.
- 31 ASSMANN, H. Vergleichende Untersuchung von Getriebeölen im FZG-Stirnrad- und Esso-Hypoidprüfstand. TH München.
- 32 REISTER, D. Einseitiges Breiten tragen bei Stirnrädern. TH München 1965.
- 33 KORRENN, H. Gleitreibung in den Kontaktstellen zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen der Ringe von Wälzlagern. TH München 1965.
- 34 HÖSEL, Th. Geräuschuntersuchungen an schrägverzahnnten Stirnrädern mit Evolventenverzahnung. TH München 1965.
- 35 LANGENBECK, K. Die Verschleiß- und Freißgrenzlast der Hypoidgetriebe. TH München 1966.
- 36 MEMMEL, M. Untersuchungen über die Tragfähigkeit und Gebrauchsdauer von Gelenklagern. TH München 1966.

- 37 BÖTSCH, H. Der Einfluß der Oberflächenbearbeitung und -behandlung auf die Flankenfestigkeit von Stirnrädern aus Vergütungsstahl. TH München 1966.
- 38 LECHNER, G. Die Freßlastgrenze bei Stirnrädern aus Stahl. TH München 1966.
- 39 LANGE, S. Untersuchungen von Helicon- und Spiroidgetrieben mit abwickelbaren Schneckenflanken nach der hydrodynamischen und nach der Hertzschen Theorie. TH München 1967.
- 40 SCHWÄGERL, D. Untersuchung von Helicon- und Spiroidgetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil nach der Hertzschen und nach der hydrodynamischen Theorie. TH München 1967.
- 41 MICHELS, K. Schneckengetriebe mit Werkstoffpaarung Stahl/Grauguß. TH München 1968.
- 42 GACKSTETTER, G. Verlustarme Verzahnung. TH München 1968.
- 43 GEUPEL, H. Flüssigkeitsreibung bei Punktberührung. TH München 1969.
- 44 GREKOUSSIS, R. Vergleichende Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Stirnrädern. TH München 1969.
- 45 BAETHGE, J. Zahnfederhärte, Drehwegfehler und Geräusch bei Stirnrädern. TH München 1969.
- 46 SCHULZ, H.D. Untersuchung über Tragfähigkeiten und Verlustleistung von Schneckengetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil und kegeliger Schnecke. TH München 1969.
- 47 STÖLZLE, K. Leistungsübertragung in Planetengetrieben bei statischem und dynamischem Betrieb. Berechnung, Optimierung und Versuchsergebnisse. TH München 1970.
- 48 SEITZINGER, K. Die Erwärmung einsatzgehärteter Zahnräder als Kennwert für ihre Freßtragfähigkeit. TU München 1971.
- 49 STÖSSEL, K. Reibungszahlen unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen. TU München 1971.
- 50 SCHMIDT, G. Berechnung der Wälzpressung schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung. TU München 1972.
- 51 HIRT, M. Einfluß der Zahnfußausrundung auf Spannung und Festigkeit von Geradstirnrädern. TU München 1974.
- 52 WILKESMANN, H. Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilformen (Tragfähigkeits- und Verlustleistung für Hohlkreis-, Evolventen- und Geradlinienprofil). TU München 1974.
- 53 RICHTER, M. Der Verzahnungswirkungsgrad und die Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Schraubenradgetrieben - Versuchsergebnisse und Berechnungsmethoden. TU München 1976.
- 54 RÖSCH, H. Untersuchungen zur Wälzfestigkeit von Rollen - Einfluß von Werkstoff, Wärmebehandlung und Schlupf. TU München 1976.
- 55 GAGGERMEIER, H. Untersuchungen zur Reibkraftübertragung in Regel-Reibradgetrieben im Bereich elasto-hydrodynamischer Schmierung. TU München 1977.
- 56 KÄSER, W. Beitrag zur Grübchenbildung an gehärteten Zahnrädern. Einfluß von Härtetiefe und Schmierstoff auf die Flankenragfähigkeit. TU München 1977.
- 57 KNABEL, W. Geräusche und Schwingungen an Stirnradgetrieben. Untersuchungen geometrischer Einflüsse bei hohen Drehzahlen und Belastungen. TU München 1977.
- 58 WIRTH, X. Über den Einfluß von Schleifkerben auf die Zahnfußtragfähigkeit und das Schädigungsverhalten oberflächengehärteter Zahnräder. TU München 1977.
- 59 HUBER, G. Zylinderschneckengetriebe, ein Beitrag zur Berechnung von Grübchen- und Gleitverschleiß und Angaben zum Wirkungsgradverhalten aus Versuchen. TU München 1978.
- 60 BROSSMANN, U. Über den Einfluß der Zahnfußausrundung und des Schrägungswinkels auf Beanspruchung und Festigkeit schrägverzahnter Stirnräder. TU München 1979.
- 61 PLEWE, H.-J. Untersuchungen über den Abriebverschleiß von geschmierten, langsam laufenden Zahnrädern. TU München 1980.
- 62 FRESEN, G. Untersuchungen über die Tragfähigkeit von Hypoid- und Kegelradgetrieben (Grübchen, Ridging, Rippling, Graufleckigkeit und Zahnbruch). TU München 1981.
- 63 OSTER, P. Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elastohydrodynamik. TU München 1982.
- 64 HORNUNG, K. Zahnräder aus Bainitischem Gusseisen mit Kugelgraphit. TU München 1983.
- 65 WEISS, T. Zum Festigkeits- und Verzugsverhalten von randschichtgehärteten Zahnrädern. TU München 1983.
- 66 VOJACEK, H. Das Reibungsverhalten von Fluiden unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen. Einfluß der chem. Struktur des Fluides, der Werkstoffe und der Makro- und Mikrogeometrie der Gleit/Wälzkörper. TU München 1984.
- 67 SCHÖNNENBECK, G. Einfluß der Schmierstoffe auf die Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit und Grübchenbildung) hauptsächlich im Umfangsgeschwindigkeitsbereich 1...9 m/s. TU München 1984.

- 68 WIENER, H. Untersuchung der Rollenkinematik im Axial-Pendelrollenlager. TU München 1984.
- 69 MATHIAK, D. Untersuchungen über Flankentragfähigkeit, Zahnfußtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben. TU München 1984.
- 70 STRASSER, H. Einflüsse von Verzahnungsgeometrie, Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München 1984.
- 71 JOACHIM, F.-J. Untersuchungen zur Grübchenbildung an vergüteten und normalisierten Zahnrädern (Einfluß von Werkstoffpaarung, Oberflächen- und Eigenspannungszustand). TU München 1984.
- 72 GERBER, H. Innere dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben - Modellbildung, innere Anregung und Dämpfung. TU München 1984.
- 73 SIMON, M. Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchentragfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder. TU München 1984.
- 74 SCHMIDT, W. Untersuchungen zur Grübchen- und zur Zahnfußtragfähigkeit geradzahnter evolventischer Innenstirnräder. TU München 1984.
- 75 FUNCK, G. Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen. TU München 1985.
- 76 PAUL, M. Einfluß von Balligkeit und Lageabweichungen auf die Zahnfußbeanspruchung spiralverzahnter Kegelräder. TU München 1986.
- 77 HOPPE, F. Das Abschalt- und Betriebsverhalten von mechanischen Sicherheitskupplungen. TU München 1986.
- 78 MICHAELIS, K. Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Freßtragfähigkeit von Stirnradgetrieben. TU München 1987.
- 79 WECH, L. Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München 1987.
- 80 KNAUER, G. Zur Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder - Einfluß von Werkstoff, Schmierstoff und Betriebstemperatur. TU München 1988.
- 81 PLACZEK, T. Lastverteilung und Flankenkorrektur in gerad- und schrägverzahnten Stirnradstufen. TU München 1988.
- 82 PFLAUM, H. Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben. TU München 1988.
- 83 BRINCK, P. Zahnfußtragfähigkeit oberflächengehärteter Stirnräder bei Lastrichtungsumkehr. TU München 1989.
- 85 NEUPERT, K. Verschleißtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinder-Schneckengetrieben. TU München 1990.
- 86 PREXLER, F. Einfluß der Wälzflächenrauheit auf die Grübchenbildung vergüteter Scheiben im EHD-Kontakt. TU München 1990.
- 87 SCHALLER, K.-V. Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Grübchenbildung an einsatzgehärteten Stirnradflanken. TU München 1990.
- 88 COLLENBERG, H.-F. Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit schnellaufender Stirnradgetriebe. TU München 1991.
- 89 MÜLLER, R. Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben. TU München 1991.
- 90 ANZINGER, M. Werkstoff- und Fertigungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, insbesondere im hohen Zeitfestigkeitsgebiet. TU München 1991.
- 91 KAGERER, E. Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern im hochbelasteten Scheiben- und Zahnkontakt. TU München 1991.
- 92 HASLINGER, K. Untersuchungen zur Grübchentragfähigkeit profilkorrigierter Zahnräder. TU München 1991.
- 93 VOLLHÜTER, F. Einfluß der Achsversetzung auf die Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit von spiralverzahnten Kegelrädern. TU München 1992.
- 94 PINNEKAMP, B. Das Schaltverhalten von PKW-Getriebesynchronisierungen. TU München 1992.
- 95 SCHUBERT, M. Einfluß der Befestigungsart und Radkranzdicke auf die Zahntragfähigkeit von Innenstirnrädern. TU München 1993.
- 96 STEINGRÖVER, K. Untersuchung zu Verschleiß, Verlustgrad und Fressen bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München 1993.
- 97 ELSTORPFF, M.-G. Einflüsse auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder bis in das höchste Zeitfestigkeitsgebiet. TU München 1993.
- 98 EMMERT, S. Untersuchungen zur Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit, Grübchenbildung) schnellaufender Stirnradgetriebe. TU München 1994.
- 99 SUCHANDT, Th. Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder und zur Bruchfestigkeit vergüteter Laschenkettens. TU München 1994.
- 100 HÄMMERL, B. Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung. TU München 1994.
- 101 WEISS, R. Einfluß der Ölalterung auf die Zahnflankentragfähigkeit. TU München 1994.
- 102 SCHLENK, L. Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Großzahnrädern. TU München 1995.

- 103 MANN, U. Schmierfilmbildung in elastohydrodynamischen Kontakten, Einfluß verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer. TU München 1995.
- 104 RUDZEWSKI, S. Systemtechnische Verknüpfung eingeführter Getrieberechnungsprogramme. TU München 1995.
- 105 RANK, R. Untersuchungen zur Lebensdauerprüfung von Synchronisierungen. TU München 1995.
- 106 EBERSPÄCHER, C. Reihenfolgeeffekte bei der Grübchen-Betriebsfestigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 1995.
- 107 RANK, B. Untersuchungen zur Grübchenbildung bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München 1996.
- 108 SATTELBERGER, K. Schwingungs- und Geräuschanregung bei ein- und mehrstufigen Stirnradgetrieben. TU München 1997.
- 109 HIRSCHMANN, V. Tragfähigkeitsuntersuchungen an stufenlosen Umschlingungsgetrieben. TU München 1997.
- 110 THOMAS, J. Flankentragfähigkeit und Laufverhalten von hartfeinbearbeiteten Kegelrädern. TU München 1998.
- 111 WIKIDAL, F. Berechnung der Flankenpressung gerad- und schrägverzahnter Stirnräder für last- und fertigungsbedingte Abweichungen. TU München 1998.
- 112 PERPONCHER, V., CH. Einflüsse von Reibflächentopographie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen. TU München 1998.
- 113 SCHEDL, U. Einfluß des Schmierstoffs auf die Grübchenlebensdauer einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 1998.
- 114 VOLLMER, T. Methodik zur Entwicklung einer Fahrstrategie für Fahrzeuge, ausgeführt am Beispiel des Autarken Hybrids. TU München 1998.
- 115 HEITMANN, A. Entwicklung des i²-Getriebes für den Autarken Hybrid-Antriebsstrang. TU München 1998.
- 116 PFLEGER, F. Schalt- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen. TU München 1998.
- 117 KERSCHL, S. Der Autarke Hybrid - Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotentials, TU München 1998.
- 118 DÖBEREINER, R. Tragfähigkeit von Hochverzahnungen geringer Schwingungsanregung, TU München 1998.
- 119 WEIGAND, U. Werkstoff- und Wärmebehandlungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, TU München 1999.
- 120 SCHRADE, U. Einfluß von Verzahnungsgeometrie und Betriebsbedingungen auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben, TU München 2000.
- 121 KÖLL, J. Konstruktion des Getriebes für ein Pkw-Hybridantriebssystem, TU München 2000.
- 122 FÖRSTER, W. Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen i²-Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs, TU München 1999.
- 123 LANGE, N. Hoch fressstragfähige Schneckengetriebe mit Rädern aus Sphaeroguß, TU München 2000.
- 124 LUTZ, M. Methoden zur rechnerischen Ermittlung und Optimierung von Tragbildern an Schneckengetrieben, TU München 2000.
- 125 KOPATSCH, F. Wirksamkeit von Viskositätsindex-Verbesserern im EHD-Zahnradkontakt, TU München 2000.
- 126 BAYERDÖRFER, I. Einfluß von betriebsbedingten Schmierstoffveränderungen auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München 2000.
- 127 TOBIE, T. Zur Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder, TU München 2001.
- 128 STAHL, K. Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Gerad- und Schrägverzahnungen unter besonderer Berücksichtigung der Pressungsverteilung, TU München 2001.
- 129 NEUMÜLLER, M. Einfluß der Ölalterung auf Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen, TU München 2001.
- 130 MOSBACH, C. Das Reibungs- und Reibschwing-Verhalten nasslaufender Lamellenkupplungen, TU München 2002.
- 131 DYLA, A. Modell einer durchgängig rechnerbasierten Produktentwicklung, TU München 2002.
- 132 GRASWALD, C. Reibung im elastohydrodynamischen Kontakt von Reibradgetrieben, TU München 2002.
- 133 GEISER, H.. Grundlagen zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnrädern, TU München 2002.
- 134 SCHINAGL, S. Zahnfußtragfähigkeit schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung, TU München 2002.
- 135 DOLESCHEL, A. Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff, TU München 2003.

- 136 ANNAST, R. Kegelrad-Flankenbruch, TU München 2003
- 137 SÜSSMUTH, J.-F. Eignungsbeurteilung von Schmierstoffen für stufenlose Umschlingungsgetriebe, TU München 2003.
- 138 MATTEN, D. Methode zur Entwicklung ingenieurwissenschaftlicher Berechnungsprogramme, TU München 2003.
- 139 GEIER, N. Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens nasslaufender Kupplungen in Abhängigkeit ihrer Reibflächentopographie, TU München 2003
- 140 HERTTER, T. Rechnerischer Festigkeitsnachweis der Ermüdungstragfähigkeit vergüteter und einatzgehärteter Stirnräder, TU München 2003.
- 141 KRIEGER, H. Alterung von Schmierstoffen im Zahnradprüfstand und in Praxisgetrieben, TU München 2004.
- 142 STEUTZGER, M. Einfluß der Baugröße auf die Zahnfußtragfähigkeit einatzgehärteter Stirnräder, TU München 2004.
- 143 SCHMIDBAUER, T. Aufbau und Erprobung des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs im Versuchsfahrzeug. TU München 2004.
- 144 LIU, W. Einfluss verschiedener Fertigungsverfahren auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben. TU München 2004.
- 145 FEHLING, R. Höhere Tragfähigkeit bei Zahnradflanken durch eine nichtevolventische Profilmodifikation. TU München 2004.
- 146 GUTTENBERG, P. Der autarke Hybrid am Prüfstand - Funktion, Kraftstoffverbrauch und energetische Analyse. TU München 2004