

# Studienarbeit

von Michael Sauter  
- Student der Universität Ulm -

## Untersuchung der Kraftstoffeinsparpotentiale unterschiedlicher Hybridstrukturen



UNIVERSITÄT ULM

Abteilung Energiewandlung und -speicherung

# Studienarbeit

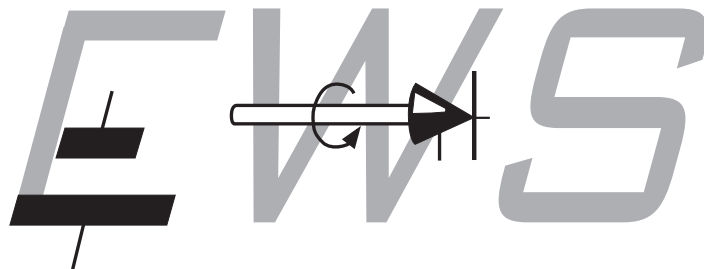
## Untersuchung der Kraftstoffeinsparpotentiale unterschiedlicher Hybridstrukturen

Autor: Michael Sauter

Beginn der Arbeit: 13.02.2006

Abgabe der Arbeit: 23.03.2006

Betreuer: Dipl.-Ing. Markus Stiegeler



UNIVERSITÄT ULM

Abteilung Energiewandlung und -speicherung

# Universität Ulm



## Erklärung

Hiermit versichere ich wahrheitsgemäß, daß ich vorliegende Arbeit bis auf die offizielle Betreuung durch die Abteilung Energiewandlung und -speicherung ohne fremde Hilfe angefertigt habe. Die benutzte Literatur und sonstige Quellen sind vollständig angegeben.

Ulm, den \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
(Unterschrift)

# Inhaltsverzeichnis

|                                                                        |           |
|------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>1. Einleitung</b>                                                   | <b>1</b>  |
| <b>2. Hybridtechnologie</b>                                            | <b>2</b>  |
| 2.1. Hybridsysteme . . . . .                                           | 2         |
| 2.1.1. Serielles Hybridsystem . . . . .                                | 2         |
| 2.1.2. Paralleles Hybridsystem . . . . .                               | 3         |
| 2.2. Kupplungstopologien . . . . .                                     | 4         |
| 2.2.1. Einkupplungssystem . . . . .                                    | 5         |
| 2.2.2. Zweikupplungssystem . . . . .                                   | 5         |
| <b>3. Simulationsoberfläche Fahrsim</b>                                | <b>6</b>  |
| 3.1. Fahrzyklen . . . . .                                              | 6         |
| 3.1.1. ECE-Zyklus . . . . .                                            | 6         |
| 3.1.2. FTP75-Zyklus . . . . .                                          | 6         |
| 3.2. Verbrennungsmotoren . . . . .                                     | 9         |
| 3.2.1. Verbrauchs- und Wirkungsgradflächen . . . . .                   | 9         |
| 3.2.2. Leistungshyperbeln . . . . .                                    | 10        |
| 3.2.3. Trajektorie optimalen Verbrauchs . . . . .                      | 10        |
| 3.2.4. Audi 1.9TDi . . . . .                                           | 10        |
| 3.2.5. Citroën 1.4 Ottomotor . . . . .                                 | 11        |
| 3.2.6. Daimler-Chrysler 1.5CDi . . . . .                               | 11        |
| 3.3. Elektromotoren und elektrische Energiespeicher . . . . .          | 13        |
| 3.3.1. Siemens ISG . . . . .                                           | 13        |
| 3.3.2. Sachs Motor-Generator . . . . .                                 | 14        |
| 3.3.3. Energiespeicher . . . . .                                       | 15        |
| 3.4. Karosserie und Reifen . . . . .                                   | 15        |
| 3.5. Schaltung und Getriebe . . . . .                                  | 16        |
| 3.6. Kostenfunktionbasiertes Energie-Management-System (EMS) . . . . . | 16        |
| 3.6.1. Kostenfunktion . . . . .                                        | 16        |
| 3.6.2. Ermittlung der spezifischen Batteriegrundkosten . . . . .       | 17        |
| <b>4. Bewertungsgrundlagen</b>                                         | <b>18</b> |
| 4.1. Schalthäufigkeit und -verlauf . . . . .                           | 18        |
| 4.2. Batteriebelastung . . . . .                                       | 18        |
| 4.3. Fossiler Kraftstoffverbrauch . . . . .                            | 19        |
| 4.3.1. Mittlerer Verbrauch . . . . .                                   | 19        |
| 4.3.2. Grafische Auswertung . . . . .                                  | 19        |
| 4.3.3. Erstellung einer LOV-Trajektorie . . . . .                      | 21        |
| 4.3.4. Statistische Auswertung . . . . .                               | 22        |
| 4.3.5. Mittlerer, optimaler Verbrauch . . . . .                        | 23        |
| 4.4. Kostenrechnung . . . . .                                          | 25        |
| 4.4.1. Barwert und diskrete Zahlungsfolgen . . . . .                   | 25        |
| 4.4.2. Faktoren für die Kostenrechnung . . . . .                       | 26        |
| 4.4.3. Verbrauchskosten . . . . .                                      | 27        |
| 4.4.4. Belastung aus der KFZ-Steuer . . . . .                          | 28        |

|                                                                                       |           |
|---------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>5. Ergebnisse</b>                                                                  | <b>29</b> |
| 5.1. Zusammenstellung der Modelle . . . . .                                           | 29        |
| 5.2. Durchschnittlicher Kraftstoffverbrauch . . . . .                                 | 29        |
| 5.3. Kosteneinsparung beim Kraftstoff . . . . .                                       | 33        |
| 5.4. Gesamtbelastung durch Steuer und Kraftstoffkosten . . . . .                      | 34        |
| 5.5. Batteriebelastung . . . . .                                                      | 35        |
| 5.5.1. Ladungsumsatz . . . . .                                                        | 35        |
| 5.5.2. Batterieladezustand . . . . .                                                  | 36        |
| 5.6. Schaltverhalten . . . . .                                                        | 36        |
| 5.7. Einschränkungen der Simulation . . . . .                                         | 38        |
| 5.7.1. Leistungsdefizit des Citroën 1.4 Ottomotors . . . . .                          | 38        |
| 5.7.2. Anzahl der Schaltpunkte . . . . .                                              | 38        |
| 5.7.3. Dynamik der Modelle . . . . .                                                  | 38        |
| 5.7.4. Nebenaggregate und elektrische Verbraucher . . . . .                           | 38        |
| 5.8. Vergleich der Ergebnisse mit einem real existierenden Versuchsfahrzeug . . . . . | 39        |
| 5.8.1. Ausstattung des Versuchsfahrzeugs . . . . .                                    | 39        |
| 5.8.2. NEFZ – Neuer europäischer Fahrzyklus . . . . .                                 | 39        |
| 5.8.3. Gegenüberstellung der Ergebnisse . . . . .                                     | 41        |
| <b>6. Zusammenfassung und Ausblick</b>                                                | <b>42</b> |
| <b>A. Anhang</b>                                                                      | <b>43</b> |
| A.1. Abkürzungen und Formelzeichen . . . . .                                          | 43        |
| A.2. Startwerte der spezifischen Batteriegrundkosten . . . . .                        | 46        |
| A.3. Programmoberfläche der Auswerte-Tools . . . . .                                  | 47        |
| A.4. Zähler für geflossene Ladungsmengen . . . . .                                    | 48        |
| A.5. Zähler für Gangwechsel . . . . .                                                 | 49        |
| <b>Literatur</b>                                                                      | <b>50</b> |

**Abbildungsverzeichnis**

|     |                                                                            |    |
|-----|----------------------------------------------------------------------------|----|
| 1.  | Aufbau eines seriellen Hybridsystems . . . . .                             | 2  |
| 2.  | Aufbau eines parallelen Hybridsystems . . . . .                            | 3  |
| 3.  | Parallel-Hybrid mit einer und zwei Kupplungen . . . . .                    | 4  |
| 4.  | Geschwindigkeits-Zeit-Profil des ECE-Fahrzyklus . . . . .                  | 7  |
| 5.  | Gang-Zeit-Profil des ECE-Fahrzyklus . . . . .                              | 7  |
| 6.  | Geschwindigkeits-Zeit-Profil des FTP75-Fahrzyklus . . . . .                | 8  |
| 7.  | Gang-Zeit-Profil des FTP75-Fahrzyklus . . . . .                            | 8  |
| 8.  | Wirkungsgradflächen des Audi 1.9TDi und des Citroën 1.4 . . . . .          | 12 |
| 9.  | Wirkungsgradfläche des DC 1.5CDi . . . . .                                 | 13 |
| 10. | Wirkungsgradflächen der Elektromotoren . . . . .                           | 14 |
| 11. | Abhängigkeit Batterieladezustand/spezifische Batteriegrundkosten . . . . . | 19 |
| 12. | Grafische Auswertung eines Modells . . . . .                               | 20 |
| 13. | Summenhäufigkeit und Häufigkeitsverteilung . . . . .                       | 24 |
| 14. | Barwert einer Ausgabenfolge . . . . .                                      | 25 |
| 15. | Verbrauchswerte der Modelle mit den Dieselmotoren . . . . .                | 30 |
| 16. | Verbrauchswerte der Modelle mit Ottomotor . . . . .                        | 31 |
| 17. | Kosteneinsparung der Hybride mit den Dieselmotoren . . . . .               | 32 |
| 18. | Kosteneinsparung der Hybride mit Ottomotor . . . . .                       | 33 |
| 19. | Finanzielle Gesamtbelastung . . . . .                                      | 34 |
| 20. | Ladungsumsatz in der Batterie . . . . .                                    | 35 |
| 21. | SOC-Verlauf des Modells 002_102_2K_AT . . . . .                            | 37 |
| 22. | Anzahl der Schaltvorgänge . . . . .                                        | 37 |
| 23. | Antriebsstruktur des Peugeot Diesel-Hybrid . . . . .                       | 40 |
| 24. | Neuer europäischer Fahrzyklus (NEFZ) . . . . .                             | 40 |
| 25. | Tabelle mit $k_{Batt,0}$ -Werten . . . . .                                 | 46 |
| 26. | Programmoberflächen der Auswerte-Tools . . . . .                           | 47 |
| 27. | Zähler für geflossene Ladungsmenge . . . . .                               | 48 |
| 28. | Zähler für Anzahl der Gangwechsel . . . . .                                | 49 |

**Tabellenverzeichnis**

|     |                                                                                           |    |
|-----|-------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1.  | Matrix zur Erstellung einer Verbrauchsfläche . . . . .                                    | 9  |
| 2.  | Technische Daten des Audi 1.9TDi . . . . .                                                | 10 |
| 3.  | Technische Daten des Citroën 1.4 Ottomotors . . . . .                                     | 11 |
| 4.  | Technische Daten des DC 1.5CDi . . . . .                                                  | 11 |
| 5.  | Technische Daten der Asynchronmaschine Siemens 6 kW ISG . . . . .                         | 14 |
| 6.  | Technische Daten der Synchronmaschine Sachs 25 kW . . . . .                               | 15 |
| 7.  | Technische Daten der Energiespeicher . . . . .                                            | 15 |
| 8.  | Technische Daten der Karosserie und der aufgezogenen Reifen . . . . .                     | 15 |
| 9.  | Technische Daten des 5-Gang Handschaltgetriebes (HSG) . . . . .                           | 16 |
| 10. | Muster einer LOV-Trajektorie . . . . .                                                    | 21 |
| 11. | Erstellung einer LOV-Trajektorie . . . . .                                                | 21 |
| 12. | Zeilen 1092–1096 der Matrix <i>zyklus</i> eines Modells . . . . .                         | 22 |
| 13. | Matrix <i>stat</i> zur Darstellung der prozentualen Abweichungen des Verbrauchs . . . . . | 23 |
| 14. | Zusammenfassung der für die Kostenrechnung relevanten Faktoren . . . . .                  | 27 |
| 15. | Zusammenfassung der für die Verbrauchskosten relevanten Faktoren . . . . .                | 27 |
| 16. | Barwerte für Verbrauchskosten der konventionellen Modelle . . . . .                       | 27 |
| 17. | Barwerte für Steuerbelastungen aus der KFZ-Steuer . . . . .                               | 28 |
| 18. | Abkürzungen für Modellkomponenten . . . . .                                               | 29 |
| 19. | Vergleich des Fahrsim-Modells mit einem Versuchsfahrzeug . . . . .                        | 39 |
| 20. | Gegenüberstellung der Verbrauchswerte von Simulation und Versuchsfahrzeug . . . . .       | 41 |

## 1. Einleitung

Der strukturelle Wandel in den europäischen Abgasvorgaben in Richtung umweltfreundlichem, aber dennoch wirtschaftlichem Denkens, fördert und beschleunigt seit einigen Jahren rasant die Entwicklung alternativer und vor allem emissionsarmer Antriebstechniken im Automobilbau. Ein Zweig dieser Entwicklung stellen die sogenannten hybriden Fahrzeuge dar, die im Vergleich zum klassischen Verbrennungsmotorkonzept die Vorteile zweier oder mehrerer Techniken kombinieren. Die UNO definierte im Jahr 2003 den Begriff eines Hybridfahrzeuges so:

„Ein Hybridfahrzeug bezeichnet ein Fahrzeug, in dem mindestens zwei Energieumwandler und zwei Energiespeichersysteme (im Fahrzeug eingebaut) vorhanden sind, um das Fahrzeug anzutreiben.“ [18]

In der gängigen Praxis findet man meist die Kombination aus einem oder zwei Elektro- und einem Verbrennungsmotor mit den Energiespeichersystemen eines Kraftstofftanks und einer Batterie. Die zusammengeführten Komponenten stellen hierbei für sich schon eigenständige Lösungen dar, durch die Zusammenführung können aber neue, erwünschte Eigenschaften hervorgehen. So versprechen sich Hersteller von diesen Synergieeffekten eine gehobene Fahrleistung, im wesentlichen jedoch einen niedrigeren Kraftstoffverbrauch, niedrigere Emissionswerte und ein niedrigeres Geräuschniveau [20]. Ein Problem stellt die hohe Zahl an Variationen der verschiedenen Komponenten (Benzin- oder Dieselmotoren, Elektromotoren verschiedener Bauart und Leistung), als auch die Art deren technischer Zusammenschaltung dar. Es müssen daher Untersuchungen zur Ermittlung eines Fahrzeugtyps mit günstigen Verbrauchswerten, aber gleichfalls günstigen Herstellungskosten durchgeführt werden, um ein umweltfreundliches, für den Nutzer bezahlbares Produkt zu schaffen.

In der vorliegenden Arbeit werden simulatorisch für ein Einkupplungs- und ein Zweikupplungssystem die vorhandenen kostenfunktionsbasierten Onlineregler auf ihr Kraftstoffeinsparpotential hin untersucht. Die verwendeten Parallel-Hybride sind dabei mit verschiedenen konventionellen und elektrischen Antriebskomponenten ausgestattet. Zusätzlich finden Analysen bezüglich der Schalthäufigkeit und der kumulierten Systemwirkungsgrade statt. Mit Hilfe der erhaltenen Daten wird versucht, unter Einbeziehung der Kraftstoffeinsparung eine Aussage über die Wirtschaftlichkeit und die Umweltbilanz im Sinne des im Fahrzeugbetrieb entstehenden Kohlendioxids für die unterschiedlichen Konfigurationen zu ermöglichen. Ziel ist es weiter, die für die jeweilige Kupplungstopologie bestangepaßte Kombination der Antriebskomponenten zu ermitteln.

Um die dafür benötigten Informationen zu erhalten, wird auf die auf Matlab/Simulink basierende und in der Abteilung Energiewandlung- und Speicherung der Universität Ulm entwickelte Simulationsoberfläche *Fahrsim* zurückgegriffen. Diese erlaubt das Zusammensetzen einzelner, zuvor modellierter Fahrzeugteile wie Karosserie, Motor, Energiespeicher und Reglerstrukturen zu einem komplexen, virtuellen Versuchsfahrzeug. Im weiteren Verlauf wird mit den erstellten Modellen und vorgegebenen Fahrzyklen eine Fahrt simuliert, um die zur Auswertung notwendigen Betriebsdaten zu erhalten.



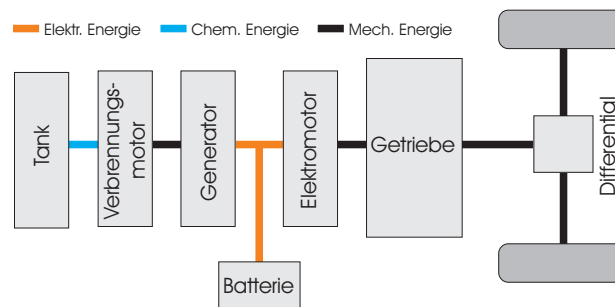
## 2. Hybridtechnologie

### 2.1. Hybridsysteme

Die Hybridtechnologie setzt auf zwei grundlegenden Systemen auf, dem seriellen und dem parallelen Hybrid, sowie diversen Mischformen der beiden, die hier aber nicht betrachtet werden sollen. Auch wenn nur der parallele Ansatz weiterverfolgt wird, sollen hier die Konzepte beider Grundarten vorgestellt werden.

#### 2.1.1. Serielles Hybridsystem

Ein Elektromotor, ein Generator, ein Verbrennungsmotor und die zwei dazugehörigen Energiespeicher Tank und Batterie setzen grundlegend das System des seriellen Hybrids (Abb. 1) zusammen, wobei das mechanische Moment auf der Antriebswelle ausschließlich durch den Elektromotor bereitgestellt wird. Der aus diesem Grund momentenschwach ausführbare Verbrennungsmotor dient in Verbindung mit dem Generator der Stromerzeugung zur direkten Speisung des Elektromotors und des Bordnetzes, als auch zum Laden der Batterie. Bei wenig leistungsintensiver Fahrt kann die Energieversorgung bei entsprechendem Ladezustand nur durch die Batterie erfolgen, bei leistungsintensivem Fahrbetrieb läuft der Verbrennungsmotor zur Sicherstellung der Energieversorgung ständig. Der in Reihe geführte Weg der Energie vom Verbrennungsmotor durch den Generator und Elektromotor zur Antriebsachse gibt diesem System den charakteristischen Namen *serielles Hybridsystem*.



**Abb. 1:** Grundlegender Aufbau eines seriellen Hybridsystems: deutlich zu erkennen sind der in Reihe geführte Weg der Energie vom Tank zu den Antriebsrädern und die mechanische Entkopplung des Verbrennungsmotors vom Antriebsstrang zwischen Generator und Elektromotor.

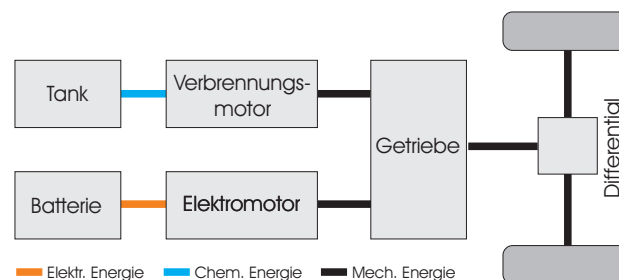
Da in dieser Umgebung für den VMotor wegen der mechanischen Entkopplung vom Antriebsstrang zwei Freiheitsgrade (Moment und Drehzahl) zur Bereitstellung seiner Leistung bestehen, kann in jedem Betriebspunkt beliebiger Leistung durch optimale Wahl von Drehmoment und Drehzahl der maximale Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors genutzt und damit der günstigste Verbrauchswert eingestellt werden. In diesem Zusammenhang sei schon direkt auf den Betrieb von VMotoren auf den jeweiligen *optimalen Verbrauchstrajektorien* (Kap. 3.2.3) verwiesen.

Ein gravierender Nachteil in finanzieller Hinsicht besteht jedoch in der Tatsache, daß der Vortrieb des Fahrzeugs rein elektrisch ausgeführt wird und dementsprechend Elektromotoren mit hoher Leistung notwendig sind. Der Kauf eines solch starken Motors in der aus Gewichts- und Platzgründen bevorzugten Bauform der permanenterregten Synchronmaschine stellt aber bis heute

sehr hohe Anschaffungskosten dar, die durch den ebenfalls in derselben Leistungsklasse notwendigen Generator noch verdoppelt werden.

### 2.1.2. Paralleles Hybridsystem

Die in dieser Arbeit untersuchten Modelle sind Parallel-Hybride in Zusammenschaltung mit Momentenaddition, bei denen der Verbrennungs- und ein auf der Kurbelwelle montierter Elektromotor ihre mechanischen Kräfte addieren (Abb. 2). Der zum Verbrennungsmotor *parallel* geschaltete Antriebsstrang des Elektromotors dient zur zusätzlichen Bereitstellung von Antriebsmoment und wird bei Leistungsabgabe ausschließlich aus dem elektrischen Energiespeicher gespeist. Im ebenfalls möglichen Generatorbetrieb kann er die Batterie durch regeneratives Bremsen oder Bezug von mechanischer Energie durch den VMotor (Nutzladung) wieder aufladen.



**Abb. 2:** Grundlegender Aufbau eines parallelen Hybridsystems mit Momentenaddition: die Bereitstellung der elektrischen Energie erfolgt nur durch die Batterie. Die Momente der beiden parallelen Antriebsstränge werden vor dem Getriebe aufaddiert.

Je nach Leistungsfähigkeit der elektrischen Komponenten lassen sich parallel-hybride Antriebskonzepte zusätzlich voneinander abgrenzen. Bei *Micro-* und *Mild-Hybriden* [15] steuert der elektrische Antrieb keinen nennenswerten Anteil zur Fahrleistung bei. Der Generator und der Anlasser von konventionellen Fahrzeugen werden hier durch einen integrierten Starter-Generator (ISG) ersetzt, der entweder über einen Riemen (Micro-Hybrid) oder direkt auf der Kurbelwelle (Mild-Hybrid) mit dem VMotor verbunden ist und zur Umgehung einiger motorspezifischer Schwächen beitragen kann. Dazu zählen eine Stopp/Start-Funktion und die Reduzierung von Lastwechselschwingungen, womit schon Verbrauchsvorteile von 5 bis 15% möglich sind. Diese in den Kosten vergleichsweise günstigen (Micro) bzw. mäßig teuren (Mild) Technologien können zur CO<sub>2</sub>-Reduzierung im größten Marktsegment der Klein- und Mittelklassewagen beitragen. Ein größeres Einsparpotential (25 bis 30%) bieten eindeutig die Voll-Hybride, die im Gegensatz zu den zwei vorangehenden Versionen einen deutlich leistungsfähigeren Elektromotor mit zugehörigem Energiespeicher vorweisen können. Die Einsparung beruht auf einer verminderten Dynamikanforderung an den VMotor durch Lastglättung und eine hohe Boostwirkung durch die Drehmomentaddition von Verbrennungs- und starkem Elektromotor, als auch auf der Möglichkeit, den Leistungs- und Betriebsbereich des VMotors zu reduzieren. Gleichfalls ist rein elektrisches Fahren über weitere Strecken möglich. Der erhöhte Anpassungsaufwand und die in Anschaffung teureren Komponenten beschränken das Einsatzgebiet allerdings auf Oberklasse-Fahrzeuge. [3]

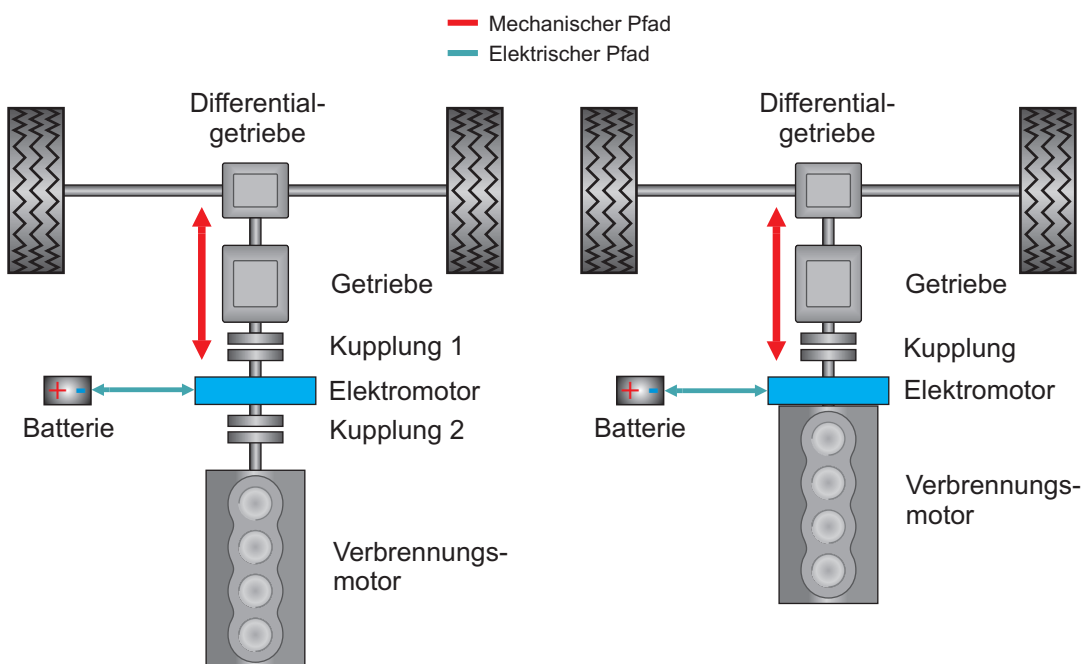
Insgesamt ergeben sich für Parallel-Hybride im Zusammenspiel der beiden Maschinen bei Zusammenschaltung mit Momentenaddition die folgenden fünf Betriebsarten, die je nach Leistungs-

fähigkeit des EMotors unterschiedlich stark ausgeprägt sein können:

1. Antrieb nur durch den VMotor
2. Kombination beider Aggregate (Leistungssteigerung, Boost)
3. Antrieb nur durch den EMotor (zero emission vehicle)
4. Antrieb durch VMotor, EMotor im Generatorbetrieb (Nutzladung)
5. VMotor deaktiviert, EMotor im Generatorbetrieb (regeneratives Bremsen)

Mit der bei diesen Parallel-Hybriden einhergehenden Kopplung der beiden Motoren auf gleicher Drehzahl besteht nicht mehr die Möglichkeit einer einfachen Führung des VMotors auf maximalem Wirkungsgrad, wie es beim seriellen Hybrid der Fall war. Zur Lösung dieses Problems findet hier deshalb ein kostenfunktionbasiertes Energie-Management-System (EMS) Einsatz, das in Kapitel 3.6 noch vorgestellt wird.

## 2.2. Kupplungstopologien



**Abb. 3:** Modell eines Parallel-Hybrid mit Momentenaddition, links mit zwei und rechts mit einer Kupplung im Antriebsstrang. Durch die zweite Kupplung kann der Einfluß des VMotors komplett aus dem Antriebsstrang entfernt werden.

Abb. 3 zeigt exemplarisch die zu untersuchenden Topologien des Parallel-Hybrid mit einer und zwei Kupplungen. Beiden gemeinsam sind die auf derselben Welle angeordneten Motoren und deren damit identische Drehzahl

$$n_{\text{antrieb}} = n_{\text{emot}} = n_{\text{vmot}} \quad (1)$$

Auch das Gesamtantriebsmoment ergibt sich in beiden Fällen jeweils durch Addition der Einzelmomente der beiden Motoren

$$M_{antrieb} = M_{vmot} + M_{emot} \quad (2)$$

### 2.2.1. Einkupplungssystem

Beim Einkupplungssystem (Abb. 3, rechts) sind beide Motoren starr auf einer Welle miteinander verbunden, womit sich der VMotor in allen Betriebsarten ständig mitdreht. Den daraus resultierenden Nachteil stellt das Motorbremsmoment des VMotors dar, welches sich immer dann negativ bemerkbar macht, wenn der VMotor bei Fahrt nicht aktiv ist. Dies ist der Fall beim regenerativen Bremsen, wo die durch das Motorbremsmoment verlorene Energie nicht zur Stromerzeugung durch den im Generatorbetrieb geschalteten EMotor genutzt werden kann, wie auch bei rein elektrischem Fahren, wo Antriebsenergie des EMotors zum Mitdrehen des VMotors aufgewendet werden muß und nicht zur Vorwärtsbewegung des Fahrzeugs beitragen kann.

Einen Lösungsansatz, dieses Problem teilweise zu umgehen, bildet das sogenannte Cylinder Idling System (CIS), welches auch im Honda Civic Hybrid Verwendung findet [1]. Die mechanischen Verluste im VMotor können grundsätzlich in zwei Bereiche unterteilt werden, die Reibungsverluste und die Pumpverluste. Unter Pumpverlusten versteht man die zur Kompression und Entspannung des Zylinderinhalts aufgewendete Energie, sowie die Arbeit zum Ansaugen und Ausblasen des Zylinderinhalts. CIS wurde entwickelt, um diese Pumpverluste zu minimieren. Moderne Fahrzeuge verfügen über eine Schubabschaltung, während der die Kraftstoffzufuhr zum Motor komplett eingestellt wird. Im Schubbetrieb können deshalb stufenweise die Ein- und Auslaßventile der einzelnen Zylinder abgeschaltet werden (Ventile sind dann dauerhaft geöffnet). Die damit bis zur Hälfte eingesparte Pumpenergie kann als regenerative Energie gespeichert werden und letztendlich den Verbrauch des Fahrzeugs senken. Mechanische Verluste durch Reibung der Motorbauteile aneinander und die zur Beschleunigung und Abbremsung der sich bewegenden Motorkomponenten aufgewendete Arbeit werden jedoch nicht beeinflusst und bleiben bestehen.

### 2.2.2. Zweikupplungssystem

Die Idee einer zusätzlichen, zweiten Kupplung und der damit realisierbaren vollständigen Trennung der beiden Motoren voneinander (Abb. 3, links) sind die Möglichkeiten eines rein elektrischen Antriebes, sowie elektrischen Bremsens bis zum Stillstand mit hoher Effizienz, also komplett ohne Einfluß des Motorbremsmoments des VMotors und sonstiger daran befindlicher Aggregate. Vor allem beim Betrieb mit niedriger Drehzahl, vornehmlich dem Stadtverkehr, wo ein starker EMotor als alleinige Antriebsquelle nutzbar ist, sollte dadurch ein auf den Verbrauch positiver Effekt entstehen. Die Höhe der Kraftstoffeinsparung entscheidet zudem über die Wirtschaftlichkeit dieses in Aufbau und Regelung technisch komplexeren Systems, für das auch höhere Anschaffungskosten entstehen.

### 3. Simulationsoberfläche Fahrsim

Die zu dieser Arbeit herangezogene und in der Abteilung Energiewandlung und -speicherung der Universität Ulm entwickelte Simulationsoberfläche *Fahrsim* stellt ein Werkzeug zur Implementierung neuer Fahrzeugantriebskonzepte und deren Vergleich untereinander auf reiner Simulationsebene dar. Im folgenden sollen die explizit verwendeten Bestandteile des Programms vorgestellt werden.

#### 3.1. Fahrzyklen

In Fahrsim wird mit dem mathematisch modellierten Modell eines Fahrzeugs eine Fahrt auf einer Teststrecke simuliert und die dabei gesammelten Daten als Grundlage für weitere Betrachtungen herangezogen. Als Teststrecke kommen hier sowohl synthetische, als auch real aufgenommene Fahrkurven, im folgenden Fahrzyklen genannt, in Frage. Ein solcher Fahrzyklus beinhaltet dabei ein Geschwindigkeits-Zeit-Profil und zugleich die Information über die Schaltpunkte mit zugehöriger Gangwahl, in einer weiteren, hier aber nicht genutzten Stufe auch das Höhenprofil der Strecke. Für die Simulationsumgebung existieren verschiedene selbst aufgenommene, aber auch in der Industrie gebräuchliche Fahrzyklen [11].

##### 3.1.1. ECE-Zyklus

Einen synthetischen Fahrzyklus stellt der in Europa von Autoherstellern zur Beurteilung des Kraftstoffverbrauchs und der Schadstoffemissionen verwendete Industriestandard ECE (Economic Commission of Europe) dar. Wie die Höchstgeschwindigkeit von 50 km/h (Abb. 4) und die obere Beschränkung auf den 3. Gang (Abb. 5) schon vermuten lassen, handelt es sich um einen innerstädtischen Fahrzyklus, der offensichtlich synthetisch erzeugt wurde, was die linearen Beschleunigungen und Verzögerungen wie auch das Fahren mit konstanter Geschwindigkeit deutlich sichtbar machen. Die Fahrt dauert 195 Sekunden bei einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 18,8 km/h und einer Streckenlänge von 1 km. In der Realität wäre eine solch homogene Stadtfahrt undenkbar.

##### 3.1.2. FTP75-Zyklus

Der deshalb hier verwendete und in den Vereinigten Staaten von Amerika auch vorgeschriebene Zyklus FTP75 (Federal Test Procedure, Abb. 6 u. 7) weist als realer Fahrzyklus eine sehr viel stärkere Dynamik auf und wurde im realen Verkehr der Stadt Los Angeles aufgenommen. Im Zyklus selbst wird innerhalb von 1874 Sekunden eine Strecke von 17,8 km zurückgelegt. Die Durchschnittsgeschwindigkeit beträgt dabei 34,1 km/h und es finden 117 Schaltvorgänge statt.

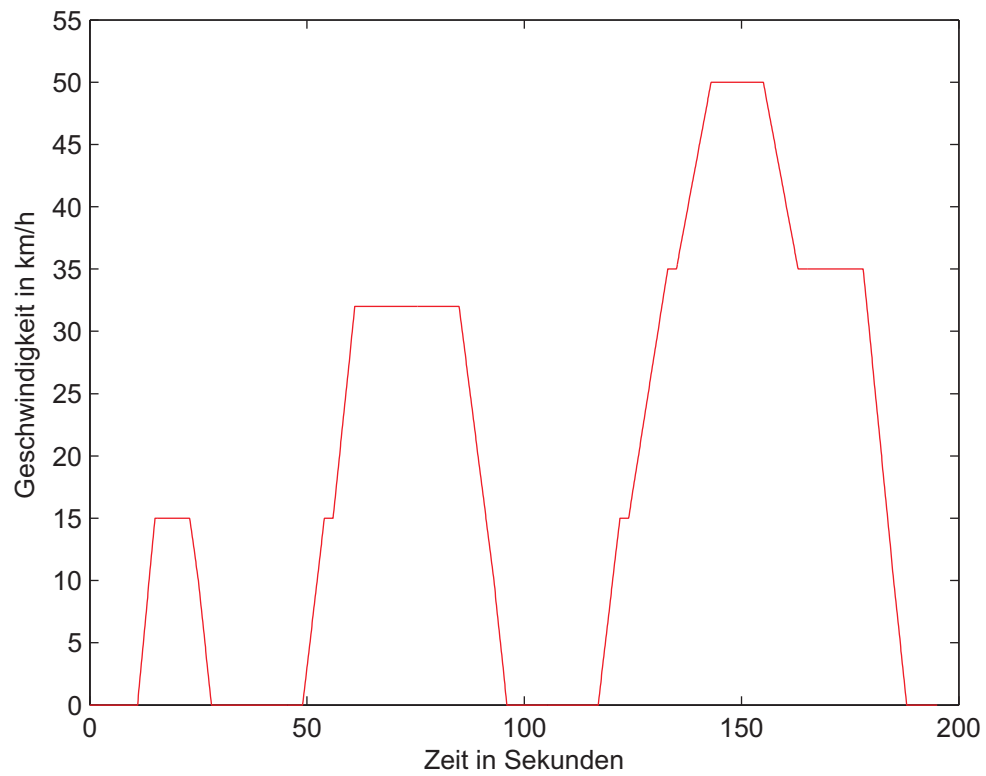


Abb. 4: Geschwindigkeits-Zeit-Profil des synthetisch erzeugten ECE-Fahrzyklus

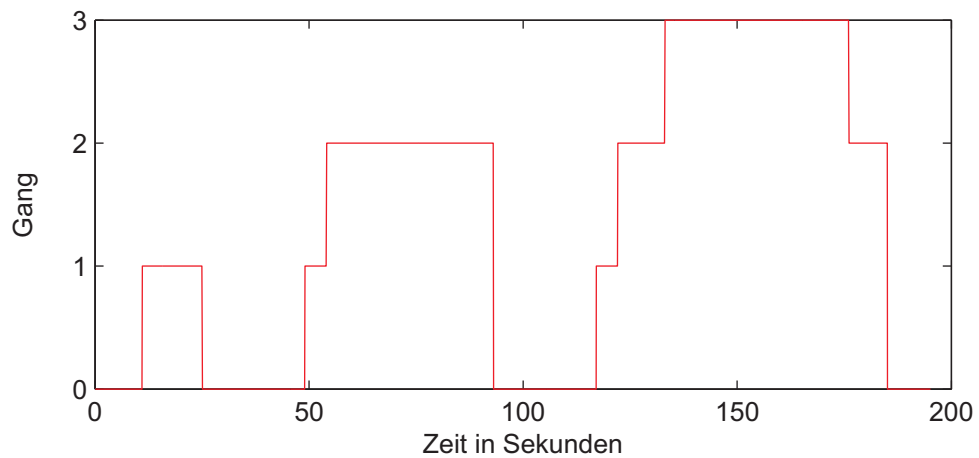
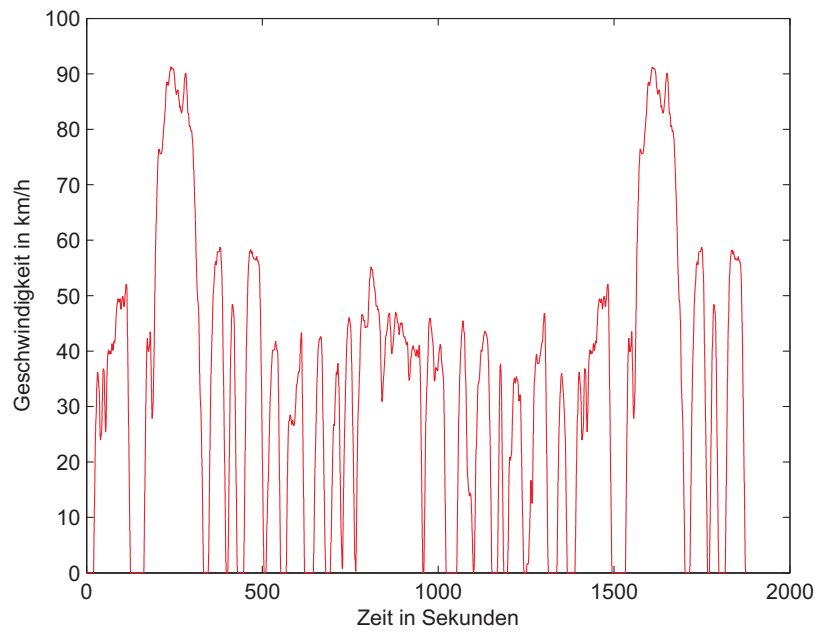
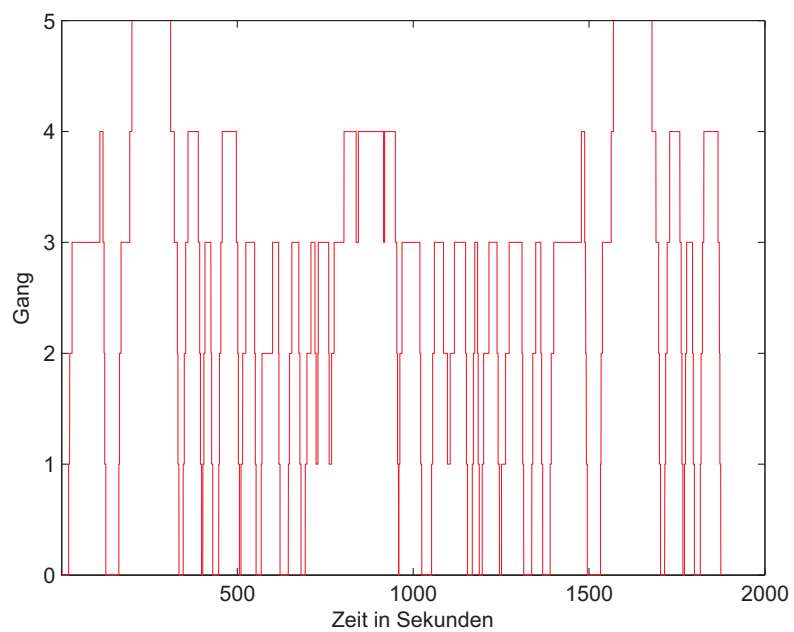


Abb. 5: Gang-Zeit-Profil des synthetisch erzeugten ECE-Fahrzyklus



*Abb. 6: Geschwindigkeits-Zeit-Profil des FTP75-Fahrzyklus*



*Abb. 7: Gang-Zeit-Profil des FTP75-Fahrzyklus*

### 3.2. Verbrennungsmotoren

Zur Verfügung stehen die Modelle dreier Verbrennungsmotoren. Dies sind zwei Dieselmotoren fast identischer Leistung, aber unterschiedlichen Entwicklungsstands und ein Benzinmotor.

#### 3.2.1. Verbrauchs- und Wirkungsgradflächen

Für diese Motoren können statische Verbrauchsflächen erzeugt werden, in denen das Drehmoment über der Drehzahl aufgetragen ist und als dritte Größe der stationäre Verbrauch des jeweiligen Betriebspunkts. Als Grundlage dafür dient eine Matrix wie in Tab. 1 angegeben. Die Erstellung der Matrix und damit der Verbrauchsfläche basiert auf den vom Motorhersteller zur Verfügung gestellten Muschelkurven. Für die genaue Vorgehensweise zur Erstellung von Verbrauchsflächen aus Muschelkurven und den darin abgebildeten Verbrauchsebenen speziell in der verwendeten Simulationsumgebung sei auf die ausführliche Anleitung in [13] verwiesen.

In der Matrix sind in horizontaler Richtung die Drehzahlen von  $n_{min}$  bis  $n_{max}$  mit einer Interpolationsschrittweite  $n_{Ip}$  aufgetragen, in vertikaler Richtung die Drehmomente von  $M_{min}$  bis  $M_{max}$  in Schritten  $M_{Ip}$ . Je feiner die Interpolationsschrittweite und damit die Auflösung der Matrix, desto genauer können die Verbrauchswerte, welche die Matrixelemente darstellen und die in der Einheit  $g/kWh$  angegeben sind, für bestimmte Leistungen entnommen werden, wobei die Größe der Matrix dabei linear ansteigt.

|   | 1         | 2         | 3         | 4         | ... |
|---|-----------|-----------|-----------|-----------|-----|
| 1 | 1200      | 1200      | 1200      | 1200      |     |
| 2 | 1167,2379 | 1167,2379 | 1167,2421 | 1167,2788 |     |
| 3 | 1134,4758 | 1134,4785 | 1134,4842 | 1134,5579 |     |
| 4 | 1101,7137 | 1101,7137 | 1101,7262 | 1101,8373 |     |
| ⋮ |           |           |           |           |     |

**Tab. 1:** Matrix zur Erstellung einer Verbrauchsfläche mit interpolierten Drehzahlwerten in der Horizontalen, interpolierten Drehmomentwerten in der Vertikalen und den Verbrauchswerten in  $g/kWh$  als Matrixelemente

Da Verbrauchswerte als absolute Größe den direkten Vergleich zweier Verbrauchsflächen unterschiedlicher Kraftstoffsorte (Diesel/Benzin) erschweren, wird in der Fläche prinzipiell nicht der Verbrauch, sondern der Wirkungsgrad des Motors in Prozent angegeben. Die Umrechnung von einem Verbrauchswert auf den Wirkungsgrad erfolgt über

$$[\text{Wirkungsgrad}] = \frac{100}{[\text{Verbrauch}] \cdot [\text{Heizwert}]} = \frac{100}{1g/kWh \cdot 1kWh/g} = 100\% \quad (3)$$

Der Heizwert für Benzin und Diesel beträgt in dieser Anwendung einheitlich  $H = 0,0116 kWh/g = 41,8 kJ/g$ . Diese Vereinfachung beruht auf der Tatsache, daß sich die Heizwerte nur minimal unterscheiden und in der Realität sogar durch unterschiedliche Qualitätsstufen, die auch jahreszeitbedingt von den Mineralölkonzernen vorgegeben werden, stark schwanken können. So werden dem Benzin im Sommer schwersiedende Anteile beigemischt, die mehr Energie enthalten und



der Dampfblasenbildung entgegen wirken sollen. Im Winter findet man mehr leichtsiedende Anteile, die den Kaltstart erleichtern, aber einen geringeren Heizwert aufweisen. Bei Diesel findet im Winter eine Beimischung von Additiven statt, um Parafinausscheidungen (Verantwortlich für Zähflüssigkeit) bei kalten Temperaturen zu unterbinden [9].

Nachdem die Nutzung des Heizwerts nur zur Farbgestaltung der Wirkungsgradflächen herangezogen wird und er ansonsten für keine weiteren Berechnungen Verwendung findet, ist das näherungsweise Vorgehen problemlos möglich.

### 3.2.2. Leistungshyperbeln

In die Verbrauchsflächen selber wurden zusätzlich Punkte gleicher Leistung eingezeichnet, welche sich mit  $P = 2\pi \cdot M \cdot n$  ergeben und die einen hyperbolischen Verlauf aufweisen.

### 3.2.3. Trajektorie optimalen Verbrauchs

Für jede dieser Leistungshyperbeln existiert ein Punktepaar aus Drehzahl und Drehmoment, welches den niedrigsten Verbrauchswert bzw. den höchsten Wirkungsgrad für die abgegebene Leistung aufweist. Verbindet man wiederum diese wirkungsgradbesten Punkte aller Leistungswerte miteinander, ergibt sich die Trajektorie optimalen Verbrauchs für das spezifische Motormodell.

### 3.2.4. Audi 1.9TDi

Beim zuerst verwendeten Motor handelt es sich um einen 1,9-Liter-TDi Dieselmotor von Audi mit 4 Zylindern und 66 kW (90 PS) (Daten Tab. 2). Deutlich sichtbar in der Verbrauchsfläche (Abb. 8, oben) sind dabei der theoretisch maximal mögliche Wirkungsgrad von Dieselmotoren im Bereich bis 43 % und das schon bei ungefähr 1900 1/min anliegende maximale Drehmoment.

| Turbodiesel Audi 1.9TDi |                       |
|-------------------------|-----------------------|
| Hubraum                 | 1,896 l               |
| Zylinder                | 4                     |
| $n_{min}$               | 800 1/min             |
| $n_{max}$               | 4500 1/min            |
| Anfahrmoment            | 125 Nm                |
| $M_{max}$               | 210 Nm bei 2900 1/min |
| Leistung                | 66 kW bei 3920 1/min  |

Tab. 2: Technische Daten des Audi 1.9TDi

### 3.2.5. Citroën 1.4 Ottomotor

Die Verbrauchsfläche (Abb. 8, unten) des 1,4-Liter-Ottomotors von Citroën mit 55 kW (75 PS) (Daten Tab. 3) weist im Gegensatz zum Audi-Diesel nur noch einen maximalen Wirkungsgrad von ungefähr 35 % auf. Ebenfalls wird das maximale Drehmoment, wie bei Ottomotoren üblich, erst bei einer höheren Drehzahl von ungefähr 2800  $1/\text{min}$  erreicht. Die maximale Drehzahl ist außerdem deutlich höher als bei einem Dieselmotor.

| Ottomotor Citroën 1.4 |                                |
|-----------------------|--------------------------------|
| Hubraum               | 1,4 l                          |
| Zylinder              | 4                              |
| $n_{\min}$            | 800 $1/\text{min}$             |
| $n_{\max}$            | 6000 $1/\text{min}$            |
| Anfahrmoment          | 43 Nm                          |
| $M_{\max}$            | 112 Nm bei 2800 $1/\text{min}$ |
| Leistung              | 55 kW bei 5300 $1/\text{min}$  |

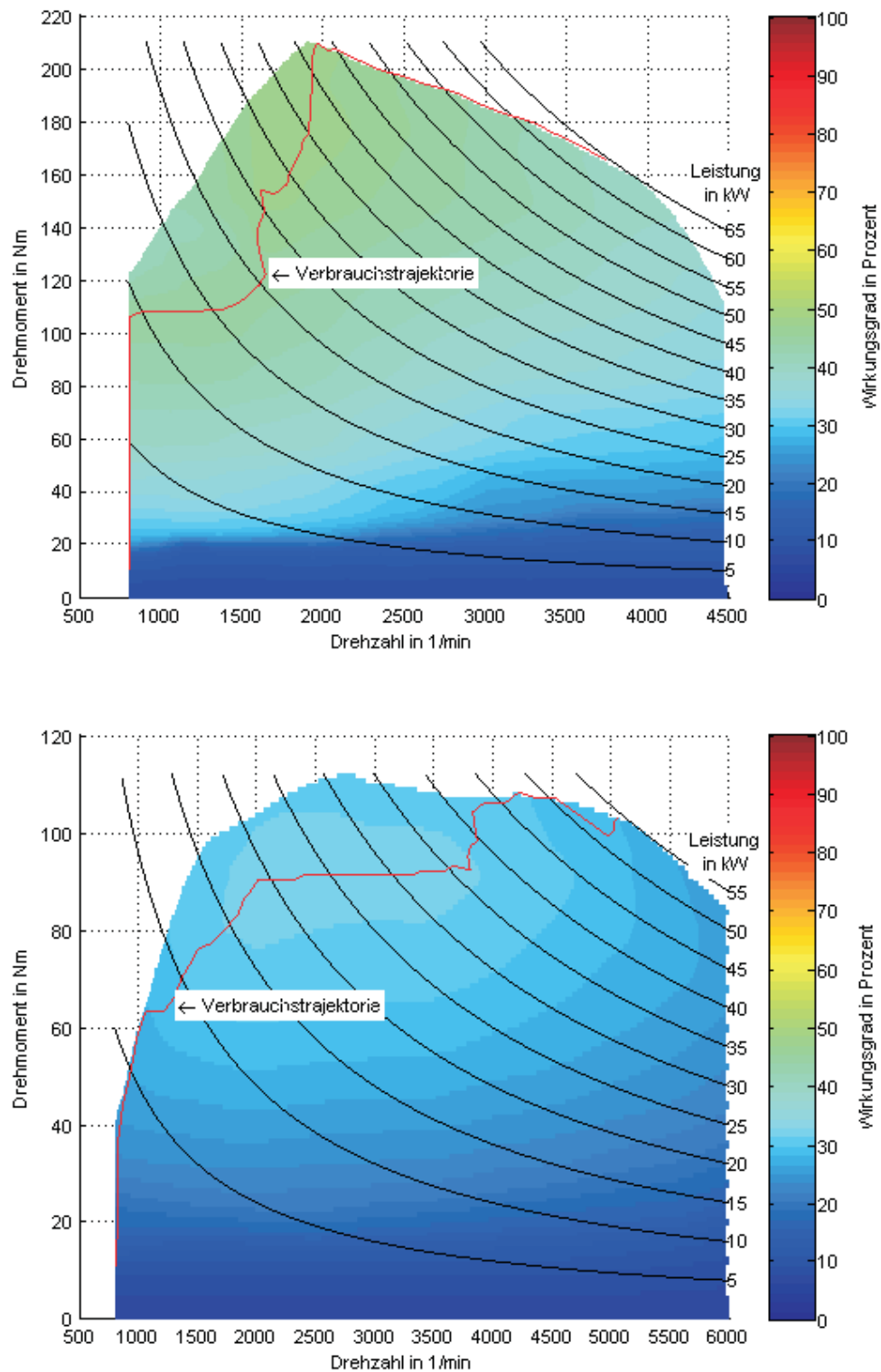
Tab. 3: Technische Daten des Citroën 1.4 Ottomotors

### 3.2.6. Daimler-Chrysler 1.5CDi

Der DC-Diesel ist eine Neuentwicklung aus dem Jahr 2004 und im direkten Vergleich zum älteren Audi-TDi ist die fortschrittliche Technologie auch deutlich sichtbar. Obwohl mit 400 cm<sup>3</sup> weniger Hubraum ausgestattet (Tab. 4), war eine Leistungssteigerung von 4 kW, ein Drehmomentverlauf mit maximalem Drehmoment über einen weiten Bereich (Abb. 9) und das Erfüllen der Abgasnorm EURO 4 möglich. Im Teillastbereich bis 20 Nm erhält man zudem einen verbesserten Wirkungsgrad, was unter anderem dem großen Einzelhubraum des Dreizylinder-Motors und den dadurch besseren thermodynamischen Verhältnissen im Vergleich zu einem gleichvolumigen Vierzylindermotor zu verdanken ist [5].

| Turbodiesel DC 1.5CDi |                                     |
|-----------------------|-------------------------------------|
| Hubraum               | 1,493 l                             |
| Zylinder              | 3                                   |
| $n_{\min}$            | 800 $1/\text{min}$                  |
| $n_{\max}$            | 4500 $1/\text{min}$                 |
| Anfahrmoment          | 96 Nm                               |
| $M_{\max}$            | 212 Nm bei 1800–2800 $1/\text{min}$ |
| Leistung              | 70 kW bei 4000 $1/\text{min}$       |

Tab. 4: Technische Daten des DC 1.5CDi



**Abb. 8:** Wirkungsgradflächen des Audi 1.9TDi (oben) und des Citroën 1.4 (unten) mit Leistungshyperbeln und der jeweiligen Trajektorie optimalen Verbrauchs

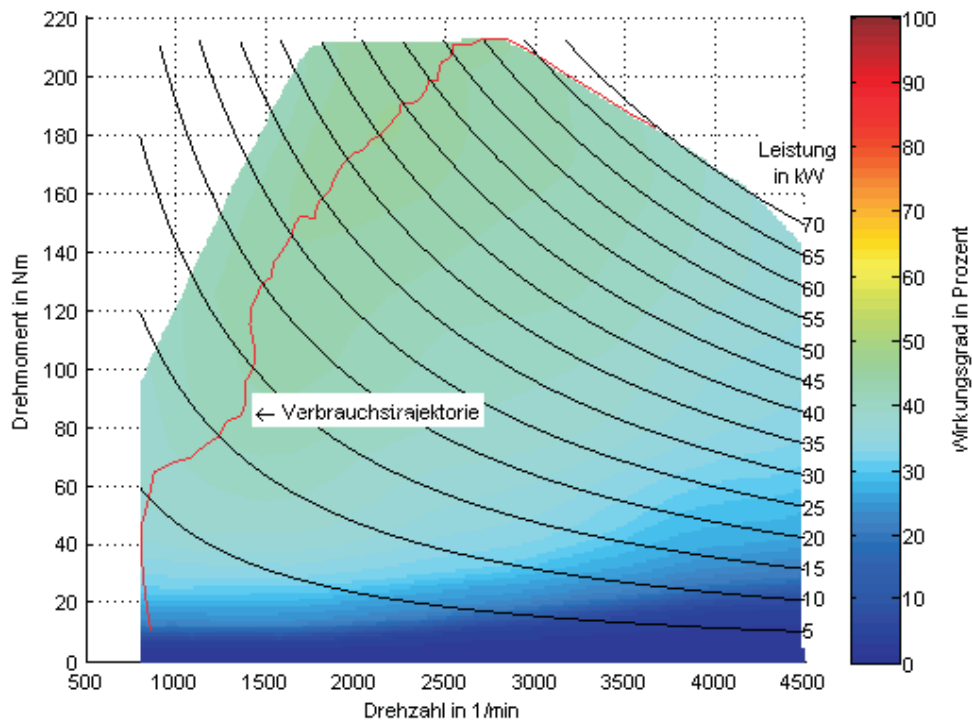


Abb. 9: Wirkungsgradfläche des DC 1.5CDi mit Leistungshyperbeln und optimaler Trajektorie

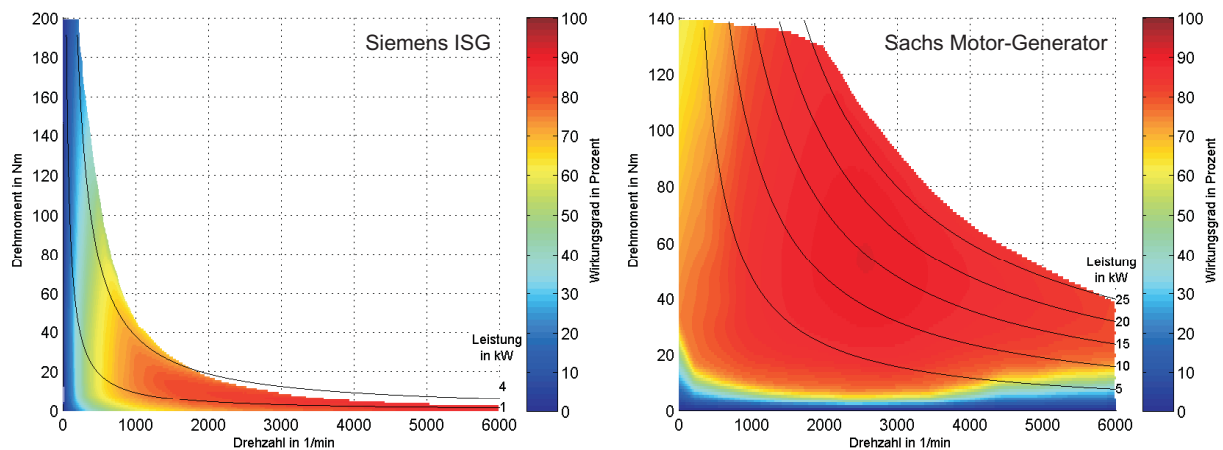
### 3.3. Elektromotoren und elektrische Energiespeicher

Wie bei den VMotoren kann auch bei den EMotoren eine Fläche mit Drehmoment über Drehzahl erzeugt werden, wozu wiederum Matritzen der Form Tab. 1 herangezogen werden. Die Beschreibung der Maschinen über ihr jeweiliges, stationäres Wirkungsgradkennfeld ist dabei für das Simulationsmodell vollkommen ausreichend. Die Kennfelder stammen von den Motorherstellern und wurden für die Simulationsumgebung aufbereitet.

#### 3.3.1. Siemens ISG

Die leistungsschwächere Asynchronmaschine von Siemens (Tab. 5) ist für Hybridfahrzeuge entwickelt und aufgrund der kleinen Nennleistung von 6 kW ein Integrierter Starter-Generator speziell für Mild-Hybride. Eine eingebaute Frequenzregelung sorgt abhängig von der Maschinentemperatur und der oberen Strombegrenzung über das gesamte Drehzahlspektrum für einen Drehmomentverlauf kurz unter dem Kippmoment (Abb. 10, links). Das hohe Anfahrmoment dient im Starterbetrieb dem Überwinden der Losbrechmomente von VMotoren, die beim Kaltstart von Dieselmotoren im Bereich über 100 Nm liegen können. Im weiteren Verlauf ist der typische Feldschwächungsbereich mit quadratischer Abnahme des Kippmoments sichtbar.

Obwohl die Wirkungsgradfläche der Maschine im Generatorbetrieb von der im Motorbetrieb abweicht, wird zur Simulation dennoch für beide Betriebsarten die Motorfläche verwendet. In Si-



**Abb. 10:** Wirkungsradflächen der Asynchronmaschine von Siemens (links) und der permanenterregten Synchronmaschine von Sachs (rechts). Es ist jeweils die vom Hersteller gelieferte Fläche im Motorbetrieb angegeben.

| Siemens 6 kW ISG |                    |
|------------------|--------------------|
| Bauart           | Asynchronmaschine  |
| $n_{min}$        | 0 1/min            |
| $n_{max}$        | 6000 1/min         |
| $M_{max}$        | 200 Nm             |
| $U_N$            | 36 V               |
| $P_N$            | 6 kW bei 500 1/min |

**Tab. 5:** Technische Daten der Asynchronmaschine Siemens 6 kW ISG

mulationen [12] hat sich eine starke Diskrepanz zwischen der vom Hersteller gelieferten und der in der Simulation berechneten Generatorfläche ergeben. Da der Wirkungsgrad bei dieser Maschine im Generatorbetrieb höher als im Motorbetrieb ist, stellt die Verwendung der Motorfläche im Generatorbetrieb somit eine konservative Abschätzung der generatorisch erzeugten elektrischen Leistung dar. Eine korrekte Generatorfläche muß durch Vermessen der im Hybridprüfstand eingebauten Maschine zu späterem Zeitpunkt erzeugt werden.

### 3.3.2. Sachs Motor-Generator

Der Sachs Motor-Generator (Tab. 6) ist eine permanenterregte Synchronmaschine und ebenfalls speziell für den Einsatz als Traktionsantrieb entwickelt [2]. Mit einer Nennleistung von 25 kW ist er optimal geeignet zur Verwendung in Voll-Hybriden.

Da bei Synchronmaschinen die zugehörige Generatorfläche durch Spiegelung der Motorfläche erzeugt werden kann, tritt das Problem wie bei der Asynchronmaschine nicht auf, denn die Generatorfläche ist identisch der Motorfläche und diese wiederum kommt in der Berechnung den Herstellerangaben recht nahe.

| Sachs 25 kW Motor-Generator |                      |
|-----------------------------|----------------------|
| Bauart                      | Synchronmaschine     |
| $n_{min}$                   | 0 1/min              |
| $n_{max}$                   | 6000 1/min           |
| $M_{max}$                   | 140 Nm               |
| $U_N$                       | 130 V                |
| $P_N$                       | 25 kW bei 2000 1/min |

Tab. 6: Technische Daten der Synchronmaschine Sachs 25 kW

### 3.3.3. Energiespeicher

Es werden zwei Traktionsbatterien (Tab. 7) unterschiedlicher Spannung benutzt: die 36 V Batterie für den kleineren Siemens ISG und die 130 V Version für den Sachs Motor-Generator. Der durchschnittliche Wirkungsgrad beider Ausführungen liegt bei ungefähr 75 %. Der Aufbau als gewickelte Blei-Vlies-Batterie erlaubt aufgrund der großen Batterieinnenoberfläche einen hohen Strom und damit eine hohe Leistungsabgabe. Gleichfalls sind die Batterien vibrationsbeständig, wartungsfrei, sie verfügen über eine hohe Zyklenfestigkeit, eine niedrige Selbstentladungsrate und bieten damit ideale Voraussetzungen für den Einsatz in einem Hybridfahrzeug [17].

| Energiespeicher  |                   |            |
|------------------|-------------------|------------|
| Modell           | Optima Yellow Top |            |
| Art der Batterie | Blei-Vlies        | Blei-Vlies |
| Nennspannung     | 36 V              | 130 V      |
| Nennkapazität    | 25 Ah             | 7 Ah       |
| Energie          | 900 Wh            | 910 Wh     |
| Anz. der Zellen  | 18                | 64         |
| Zellspannung     | 2 V               | 2 V        |
| Gewicht          | 30 kg             | 30,3 kg    |

Tab. 7: Technische Daten der Energiespeicher

### 3.4. Karosserie und Reifen

Das Vorbild für die Karosserie bildet ein Audi A3 bestückt mit Conti Premium Contact Sommerreifen. In der Simulation werden Daten entsprechend Tab. 8 verwendet.

| Reifendaten      |            | Karosseriedaten |         |
|------------------|------------|-----------------|---------|
| Abmessungen      | 195/65 R15 | Bezeichnung     | Audi A3 |
| Masse pro Reifen | 7,82 kg    | Leergewicht     | 1205 kg |
| Masse pro Felge  | 8 kg       | Gesamtgewicht   | 1335 kg |

Tab. 8: Technische Daten der Karosserie und der aufgezogenen Reifen

### 3.5. Schaltung und Getriebe

Verwendung findet ein wie in Tab. 9 aufgeführtes, herkömmliches Handschaltgetriebe (HSG), wobei in der Simulation die Gangwechsel unter Annahme eines automatisierten Schaltgetriebes (ASG) [7] selbständig durchgeführt werden. Der Getriebewirkungsgrad ist dabei statisch realisiert. Die Schaltvorgänge finden unter der Annahme statt, daß keine Zeitverzögerung und keine Zugkraftunterbrechung existieren. Das automatische Schalten kann von einem Gang in jeden anderen erfolgen.

| Getriebe        |      |
|-----------------|------|
| Ausführung      | HSG  |
| Gangzahl        | 5    |
| Wirkungsgrad    | 0,96 |
| Achsübersetzung | 3,39 |
| Übersetzungen   |      |
| 1. Gang         | 3,78 |
| 2. Gang         | 2,12 |
| 3. Gang         | 1,36 |
| 4. Gang         | 0,97 |
| 5. Gang         | 0,76 |

Tab. 9: Technische Daten des 5-Gang Handschaltgetriebes (HSG)

### 3.6. Kostenfunktionbasiertes Energie-Management-System (EMS)

Da beim Parallel-Hybrid durch die Kopplung der Motoren der Betrieb des VMotors nicht mehr durch einen frei einstellbaren, optimalen Betriebspunkt realisiert werden kann, ist dessen Betrieb auf der verbrennungsmotorisch optimalen Verbrauchstrajektorie nicht möglich. Eine Lösung bildet das kostenfunktionsbasierte Energie-Management-System [14]. Der Grundgedanke dabei ist, daß die Bereitstellung von Energie Kosten verursacht. Diese Kosten gilt es in allen Betriebspunkten zu minimieren.

#### 3.6.1. Kostenfunktion

Hierzu wird die Leistungsabgabe der beiden Motoren so kombiniert, daß für einen bestimmten, infinitesimal kleinen Zeitraum die Gesamtkosten minimal werden. Die Ableitung der Kostenfunktion definiert man somit zu

$$\dot{K}_{ges} = \sum_v k_v \cdot P_v \quad (4)$$

und die Gesamtkosten  $K_{ges}$  einer Fahrt ergeben sich durch Integration von (4) mit

$$K_{ges} = \int_{t=0}^T \dot{K}_{ges} \cdot dt \quad (5)$$

wobei  $T$  die Dauer der Fahrt angibt. Die Momentankosten  $\dot{K}_{ges}$  setzen sich beim untersuchten Parallel-Hybrid aus den spezifischen Kosten für die abgegebene Leistung des VMotors und die der Batterie zum Betrieb des EMotors entnommenen Leistung zusammen (Gl. 6).

$$\dot{K}_{ges} = k_{vmot} \cdot P_{vmot} + k_{Batt} \cdot P_{emot} \quad (6)$$

Der spezifische Kostenfaktor  $k_{vmot}$  für den VMotor berechnet sich nach

$$k_{vmot} = \frac{k_{vmot,0}}{\eta_{vmot}(n, M)} \quad (7)$$

mit dem aktuellen Wirkungsgrad  $\eta_{vmot}$  des Motors, abhängig von Drehzahl und Drehmoment, sowie den Grundkosten  $k_{vmot,0}$  für den verwendeten Treibstoff. Man könnte die Kosten theoretisch über den aktuellen Preis pro Liter an der Zapfsäule ermitteln; da sie dort aber nicht konstant sind, wurden für die Simulation virtuelle Kosten auf Basis von 1 vcu/kWh (virtual cost unit pro kWh) eingeführt. Diese preisunabhängige Größe berücksichtigt, daß mit einer bestimmten Menge Kraftstoff eine bestimmte Strecke zurückgelegt werden kann und sie stellt die Basis aller in der Kostenfunktion berechneten Werte dar. Bei der elektrischen Energie ergibt sich der Kostenfaktor  $k_{Batt}$  zu

$$k_{Batt} = \frac{k_{Batt,0}}{\eta_{emot}(n, M) \cdot \eta_{Batt}} \quad (8)$$

Dabei sind die spezifischen Grundkosten  $k_{Batt,0}$  der elektrischen Energie nicht wie bei fossilem Kraftstoff für eine Tankfüllung konstant, sondern müssen hinsichtlich des Energieursprungs (regeneratives Bremsen, Nutzladung) und -umsatzes nach jedem Zeitschritt neu ermittelt werden. Der Wirkungsgrad der Batterie  $\eta_{Batt}$  ist in dieser Simulation vereinfachend nur abhängig von deren Ladezustand (state of charge  $\rightarrow$  SOC) und Betriebstemperatur. Die Effizienz  $\eta_{emot}$  des EMotors hängt über dessen jeweilige Wirkungsgradfläche von Drehzahl und Drehmoment ab.

### 3.6.2. Ermittlung der spezifischen Batteriegrundkosten

Zur Ermittlung der spezifischen Grundkosten  $k_{Batt,0}$  sei auf [14] verwiesen. Der für diese Arbeit wichtige Aspekt besteht in Form des Startwertes von  $k_{Batt,0}(t = 0)$ , da dieser den Verlauf von  $k_{Batt}$  maßgeblich beeinflusst und damit auch die Nutzung von elektrischer Energie zum Antrieb des Fahrzeugs (Kap. 4.2). Er muß für jedes Modell vor Beginn der eigentlichen Simulation ermittelt werden. Eine komplette Auflistung der Werte ist im Anhang A.2 aufgeführt.



## 4. Bewertungsgrundlagen

### 4.1. Schaltheufigkeit und -verlauf

Wie in Abschnitt 3.1 schon angesprochen, liefern die verwendeten Fahrzyklen einen vorgegebenen Verlauf der Schaltpunkte mit. Eine Fahrt endet also im gleichen Zyklus für alle Modelle immer mit der identischen, zyklusabhängigen Anzahl von Schaltvorgängen.

Anders verhält es sich bei Nutzung des Simulationsparameters *Automatik*, der es dem Online-regler erlaubt, selbständig den für optimalen Verbrauch günstigsten Gang einzulegen. Bei unterschiedlicher Motorisierung und Nutzung des Ein- oder Zweikupplungssystems sind demnach deutliche Unterschiede in der Häufigkeit, als auch dem Verlauf der Gangwechsel zu erwarten. Dieser Umstand ist von Bedeutung, weil der Schaltvorgang in einem realen Fahrzeug mit Schaltgetriebe durch die notwendige Zugkraftunterbrechung zu einem merklichen Ruckeln führt. Zu häufiges Schalten, auch bekannt als *gearhunting*, stellt folglich einen Komfortverlust für den Fahrer und eine mechanische Belastung für Getriebe und Kupplung dar.

### 4.2. Batteriebelastung

Die Belastung und damit auch die Lebensdauer der Batterie spielt vor allem aus wirtschaftlicher Sicht eine Rolle, stellt deren Anschaffung doch einen nicht zu vernachlässigenden Kostenfaktor dar. Ein leistungstarker EMotor verursacht dabei im Betrieb einen höheren Leistungsdurchsatz als ein leistungsschwächerer, was zu Lasten der Batterielebensdauer geht. Deshalb werden die für jedes Modell im Fahrzyklus geflossenen Ladungsmengen betrachtet. Desweiteren wird der Verlauf des Ladezustands (SOC) überwacht. Für eine lange Batterielebensdauer von Blei-Säure-Batterien sollte dieser den Bereich zwischen  $60\% < SOC < 90\%$  nicht verlassen [6].

Der Ladezustand der Batterie wird zu Beginn einer Fahrt einheitlich mit  $SOC_{t=0} = 80\%$  initialisiert. Für eine Beurteilung des fossilen Kraftstoffverbrauchs muß dieser Ladezustand nach Beendigung der Fahrt wieder erreicht werden, um eine Verfälschung der Ergebnisse zu vermeiden. Ein  $SOC_{t=T} > SOC_{t=0}$  kann z. B. durch Nutzladung verursacht werden und daraus ein zu hoher Treibstoffverbrauch resultieren. Die zusätzliche Energie wurde dann aber nicht für die Fahrt aufgewendet, sondern ist in der Batterie abgespeichert. In anderer Richtung ( $SOC_{t=T} < SOC_{t=0}$ ) wird der angezeigte Verbrauch zu niedrig ausgewiesen, weil zur Fortbewegung Energie aus der Batterie abgezogen, aber im Verbrauch nicht berücksichtigt wird.

Der Verlauf des SOC und das Erreichen eines bestimmten Endwerts hängt vom Verlauf der spezifischen Batteriekosten  $k_{Batt}$  und über diese von den spezifischen Batteriegrundkosten  $k_{Batt,0}$  ab (Kap. 3.6). Aufgrund der direkten Kopplung von SOC und  $k_{Batt,0}$  können deren Verläufe aber nicht im voraus ermittelt werden, sondern müssen solange durch Simulationsversuche approximiert werden, bis der gewünschte Endwert annähernd erreicht wird. Abb. 11 zeigt die gegenseitige Abhängigkeit von SOC und  $k_{Batt,0}$ . Bei fallendem Ladezustand steigen die Kosten der in der Batterie gespeicherten Energie. Überschreiten die Kosten für elektrische die Kosten für fossile Energie, wird die Ladungsentnahme gestoppt bzw. der Batterie durch Nutzladung Energie zugeführt. In Abb. 11 kann über Startkosten  $k_{Batt,0}(t = 0) = 2,91 \text{ vcu/kWh}$  der gewünschte SOC-Endwert identisch seinem Startwert erreicht werden.

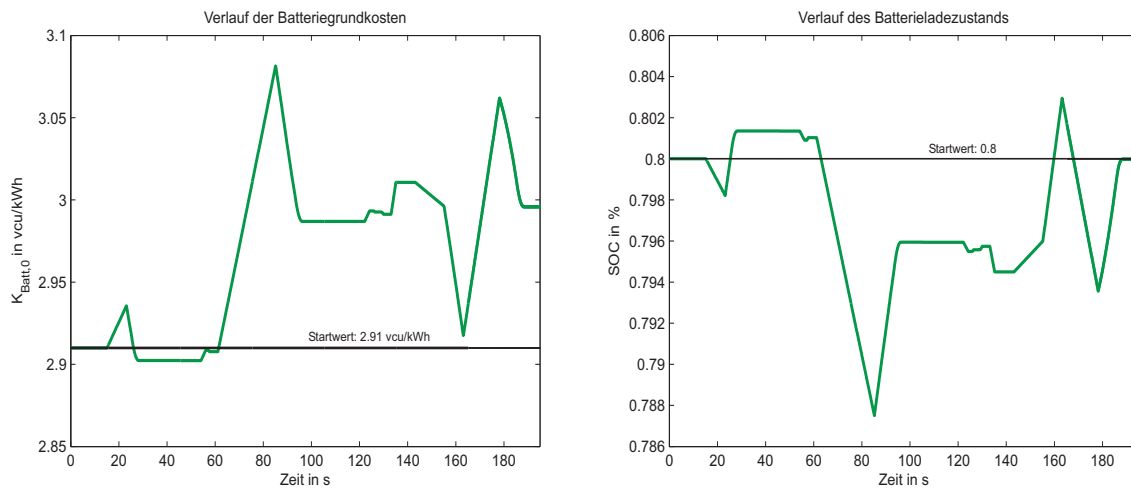


Abb. 11: Beispiel für die gegenseitige Abhängigkeit des Ladezustands SOC und der spezifischen Batteriegrundkosten  $k_{Batt,0}$  im Fahrzyklus ECE

### 4.3. Fossiler Kraftstoffverbrauch

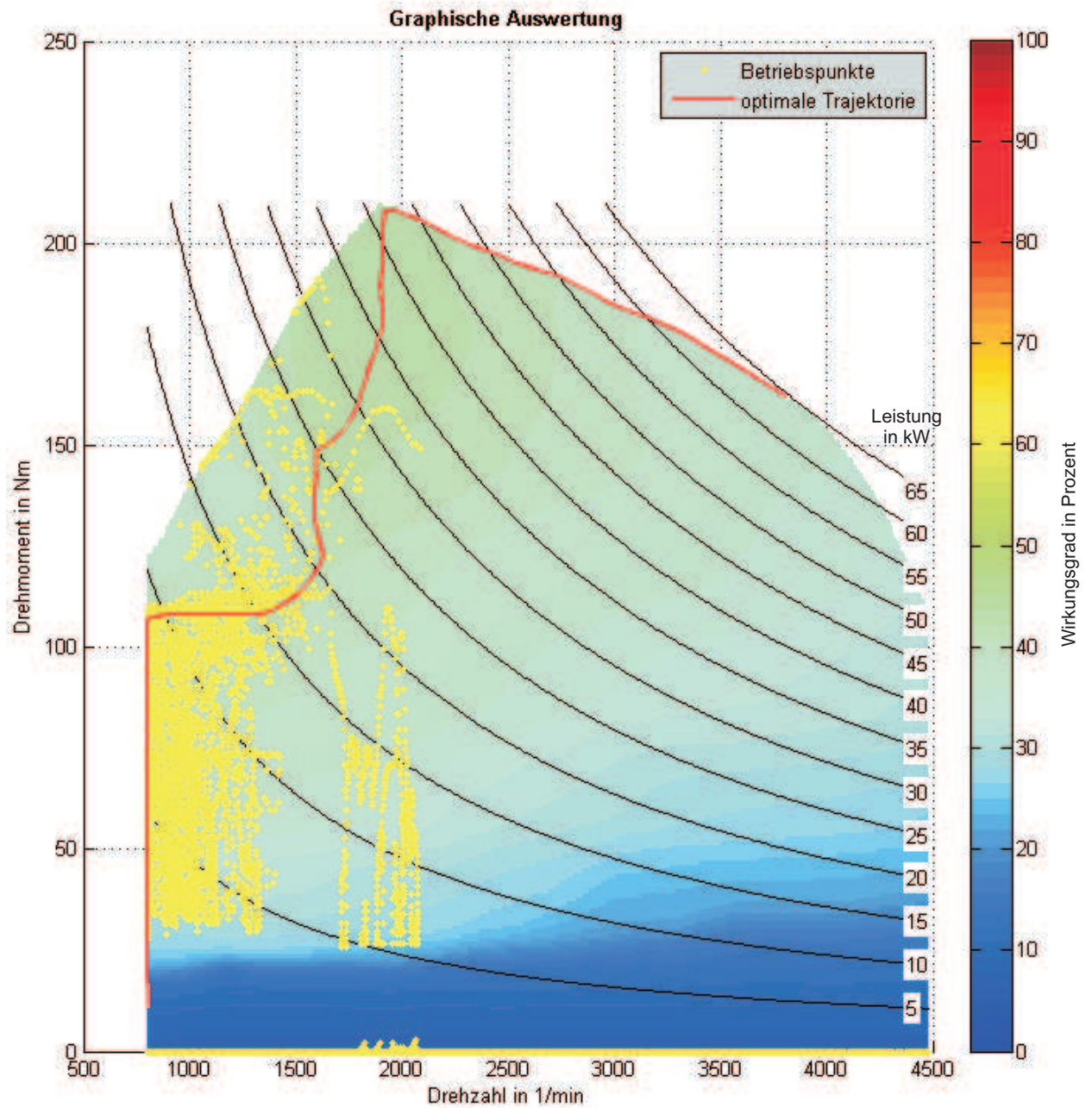
Die mit Sicherheit noch weiter steigenden Kosten für fossile Brennstoffe sind überhaupt mit der Hauptgrund für die Entwicklung im Bereich der alternativen Antriebskonzepte. Diesem Umstand wird auf mehrere Arten Rechnung getragen.

#### 4.3.1. Mittlerer Verbrauch

Zum einen wird der Verbrauch konventionell für den durchfahrenen Fahrzyklus absolut und als Verbrauch pro 100 km ausgewiesen, womit alle Modelle direkt miteinander vergleichbar sind. Allerdings kann noch keine Aussage über die Qualität eines einzelnen Modells in Bezug auf sein maximal erreichbares Einsparpotential gemacht werden.

#### 4.3.2. Grafische Auswertung

Dazu werden in der Simulation durchgehend die Werte von Drehzahl und Drehmoment im Abstand von 10 ms aufgezeichnet und in zwei Variablen  $n$  und  $M$  abgelegt. Plottet man dieselben in eine wie in Kap. 3.2 vorgestellte Verbrauchsfläche, erkennt man schon optisch die Abweichung der Punkte von der optimalen Verbrauchstrajektorie (Abb. 12).



**Abb. 12:** Grafische Auswertung eines Modells: in die Verbrauchsfläche des Verbrennungsmotors wurden die aus der Simulation erhaltenen Betriebspunkte eingezeichnet.

### 4.3.3. Erstellung einer LOV-Trajektorie

Zur weiteren, quantitativen Betrachtung wird die neu eingeführte LOV-Trajektorie (Tab. 10), im folgenden kurz LOV genannt, herangezogen. In ihr kann für gegebene Leistungen der minimal mögliche, optimale Verbrauch für den VMotor nachgeschlagen werden.

| $P$      | $n_{opt}$ | $M_{opt}$ | Verbrauch |
|----------|-----------|-----------|-----------|
| $\vdots$ | $\vdots$  | $\vdots$  | $\vdots$  |
| 8,0      | 808       | 95        | 215,8951  |
| 8,1      | 809       | 96        | 215,4650  |
| 8,2      | 811       | 97        | 215,0344  |
| $\vdots$ | $\vdots$  | $\vdots$  | $\vdots$  |
| 45,0     | 2081      | 206       | 200,4858  |
| 45,1     | 2086      | 206       | 200,5607  |
| 45,2     | 2091      | 206       | 200,6357  |
| $\vdots$ | $\vdots$  | $\vdots$  | $\vdots$  |

**Tab. 10:** Muster einer LOV-Trajektorie mit vorgegebener Leistung  $P$  in kW, die dafür optimale, motor-spezifische Kombination aus Drehzahl  $n_{opt}$  in  $1/\text{min}$  und Drehmoment  $M_{opt}$  in Nm, sowie der dann resultierende, günstigste Kraftstoffverbrauch in  $\text{g/kWh}$

Die Erstellung der LOV verläuft nach folgendem Muster:

- In der ersten Spalte werden Leistungswerte von 0 kW bis zur Maximalleistung  $P_{max}$  des Verbrennungsmotors in Schritten von 100 W eingetragen.
- Zu jeder dieser Leistungen  $P$  wird aus einer Verbrauchsmatrix (s. Tab. 1) zu allen darin enthaltenen Drehzahlwerten  $n[i]$  das notwendige Drehmoment  $M[j]$  über die Formel  $M[j] = P / (2\pi n[i])$  ermittelt und die an den Stellen  $(n[i], M[j])$  eingetragenen Verbrauchswerte ausgelesen. Zur Veranschaulichung dient Tab. 11, in der der minimal mögliche Verbrauch bei einer Leistung von 2 kW gesucht wird.

| 2 Nm  | 1000 $1/\text{min}$ | 2000 $1/\text{min}$ | 3000 $1/\text{min}$ |
|-------|---------------------|---------------------|---------------------|
| 6 Nm  | -                   | -                   | 240                 |
| 10 Nm | -                   | 230                 | -                   |
| 19 Nm | 245                 | -                   | -                   |

**Tab. 11:** Mögliche Drehzahl-Drehmoment-Paare zur Bereitstellung einer Leistung von 2 kW und die dann theoretisch möglichen Verbrauchswerte in  $\text{g/kWh}$

- Von allen zu einer Leistung erhaltenen  $(n, M)$ -Wertepaaren wird dasjenige mit dem geringsten Verbrauch in die LOV übernommen. In obigem Beispiel ist das bei einer Drehzahl von 2000  $1/\text{min}$  und einer Momentenabgabe von 10 Nm bei einem resultierenden Verbrauch von 230  $\text{g/kWh}$  der Fall.

Es ist notwendig, zur Erstellung der LOV eine Verbrauchsfläche mit nicht zu geringer Auflösung von Drehzahl und Drehmoment heranzuziehen, damit die verlangte Leistung möglichst genau

abgebildet werden kann. Als sinnvoll dabei hat sich für das in der LOV verwendete Leistungsintervall von 100 W eine Auflösung von 1 Nm und 1 1/min erwiesen.

#### 4.3.4. Statistische Auswertung

In der statistischen Auswertung wird nun die Differenz zwischen dem Verbrauch auf Basis der in der Simulation ermittelten Betriebspunkte und dem minimal möglichen Verbrauch für Betriebspunkte derselben Leistungsabgabe anhand der LOV ermittelt. Man erhält das theoretisch noch vorhandene Einsparpotential an Kraftstoff und damit die Gesamteffizienz des Modells an sich. Alle dazu notwendigen Daten werden zur weiteren Verarbeitung in der Matrix *zyklus* hinterlegt (Tab. 12).

|      | 1    | 2    | 3  | 4      | 5       | 6   | 7  | 8      | 9       | 10     | 11     |
|------|------|------|----|--------|---------|-----|----|--------|---------|--------|--------|
| ⋮    | ⋮    | ⋮    | ⋮  | ⋮      | ⋮       | ⋮   | ⋮  | ⋮      | ⋮       | ⋮      | ⋮      |
| 1092 | 7,13 | 1122 | 61 | 238,02 | 1697,44 | 811 | 84 | 221,38 | 1578,76 | 118,69 | 0,0699 |
| 1093 | 7,14 | 1124 | 61 | 238,02 | 1700,24 | 811 | 84 | 221,38 | 1581,34 | 118,90 | 0,0699 |
| 1094 | 7,27 | 1125 | 62 | 237,37 | 1726,19 | 805 | 87 | 219,43 | 1595,73 | 130,46 | 0,0755 |
| 1095 | 7,28 | 1127 | 62 | 237,37 | 1729,03 | 805 | 87 | 219,43 | 1598,35 | 130,69 | 0,0756 |
| 1096 | 7,41 | 1129 | 63 | 236,73 | 1755,14 | 807 | 88 | 218,93 | 1623,15 | 131,99 | 0,0752 |
| ⋮    | ⋮    | ⋮    | ⋮  | ⋮      | ⋮       | ⋮   | ⋮  | ⋮      | ⋮       | ⋮      | ⋮      |

Tab. 12: Zeilen 1092–1096 der Matrix *zyklus* eines Modells

Die Anzahl der Zeilen entspricht der Anzahl der aufgezeichneten Betriebspunkte, die Spalten 1–11 enthalten folgende Werte:

1. Momentanleistung  $P$  des Betriebspunkts in kWh, berechnet aus den in der Simulation erhaltenen Werten von Drehzahl und Drehmoment mit  $P = 2\pi \cdot M \cdot n$
2. tatsächliche Drehzahl  $n_{tat}$  in 1/min, ganzzahlige Rundung der Simulationswerte
3. tatsächliches Drehmoment  $M_{tat}$  in Nm, ganzzahlige Rundung der Simulationswerte
4. tatsächlicher Verbrauch  $vbr_{tat}$  in g/kWh, mit 2. und 3. aus der Verbrauchsmatrix (s. Tab. 1) ausgelesen
5. tatsächlicher Verbrauch in g/h, berechnet aus 1. und 4. mit  $P \cdot vbr_{tat}$
6. optimale Drehzahl  $n_{opt}$  in 1/min, für Leistung aus 1. aus der LOV (s. Tab. 10) ausgelesen
7. optimales Drehmoment  $M_{opt}$  in Nm, für Leistung aus 1. aus der LOV ausgelesen
8. optimaler Verbrauch  $vbr_{opt}$  in g/kWh, für Leistung aus 1. aus der LOV ausgelesen
9. optimaler Verbrauch in g/h, berechnet aus 1. und 8. mit  $P \cdot vbr_{opt}$
10. Differenz  $diff_{abs}$  von 5. und 9. in g/h
11. 10. bezogen auf 5. (zusätzliches, prozentuales Einsparpotential vom tatsächlichen auf den optimalen Verbrauch)

Betrachtet man jetzt die Zeile 1096, erkennt man einen Betriebspunkt mit Leistungsabgabe 7,41 kW bei 1129  $1/\text{min}$  und 63 Nm; der dabei resultierende Verbrauch wird mit 1755,14 g/h festgestellt. Ein Vergleich mit der LOV zeigt aber die für die Leistung 7,41 kW günstigsten Betriebswerte mit 807  $1/\text{min}$  und 88 Nm bei 1623,15 g/h, also einem Minderverbrauch von 131,99 g/h. Somit ergibt sich für diesen Punkt ein noch mögliches Einsparpotential von 7,52 %, wenn die optimale Verbrauchstrajektorie ausgenutzt würde.

Um die prozentualen Abweichungen auch grafisch zu verwerthen, wird auf die Häufigkeitsdichte und die Summenhäufigkeit zurückgegriffen. Die zum Plotten der Diagramme herangezogene Matrix *stat* (Tab. 13) enthält 101 Spalten für Abweichungen von 0–100 %. Für die Zeilen gilt die Belegung nach

1. Verteilungsdichte absolut: Anzahl der Betriebspunkte identisch der indizierten Abweichung
2. Verteilungsdichte relativ: Zeile 1 bezogen auf die Gesamtheit der Betriebspunkte
3. Summenhäufigkeit absolut: Anzahl der Betriebspunkte kleiner gleich der indizierten Abweichung
4. Summenhäufigkeit relativ: Zeile 3 bezogen auf die Gesamtheit der Betriebspunkte

|   | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | ... |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-----|
| 1 | 12049 | 1681  | 692   | 548   | 516   | 536   | ... |
| 2 | 64,29 | 8,98  | 3,69  | 2,92  | 2,75  | 2,86  | ... |
| 3 | 12049 | 13730 | 14422 | 14970 | 15486 | 16022 | ... |
| 4 | 64,29 | 73,25 | 76,95 | 79,87 | 82,62 | 85,48 | ... |

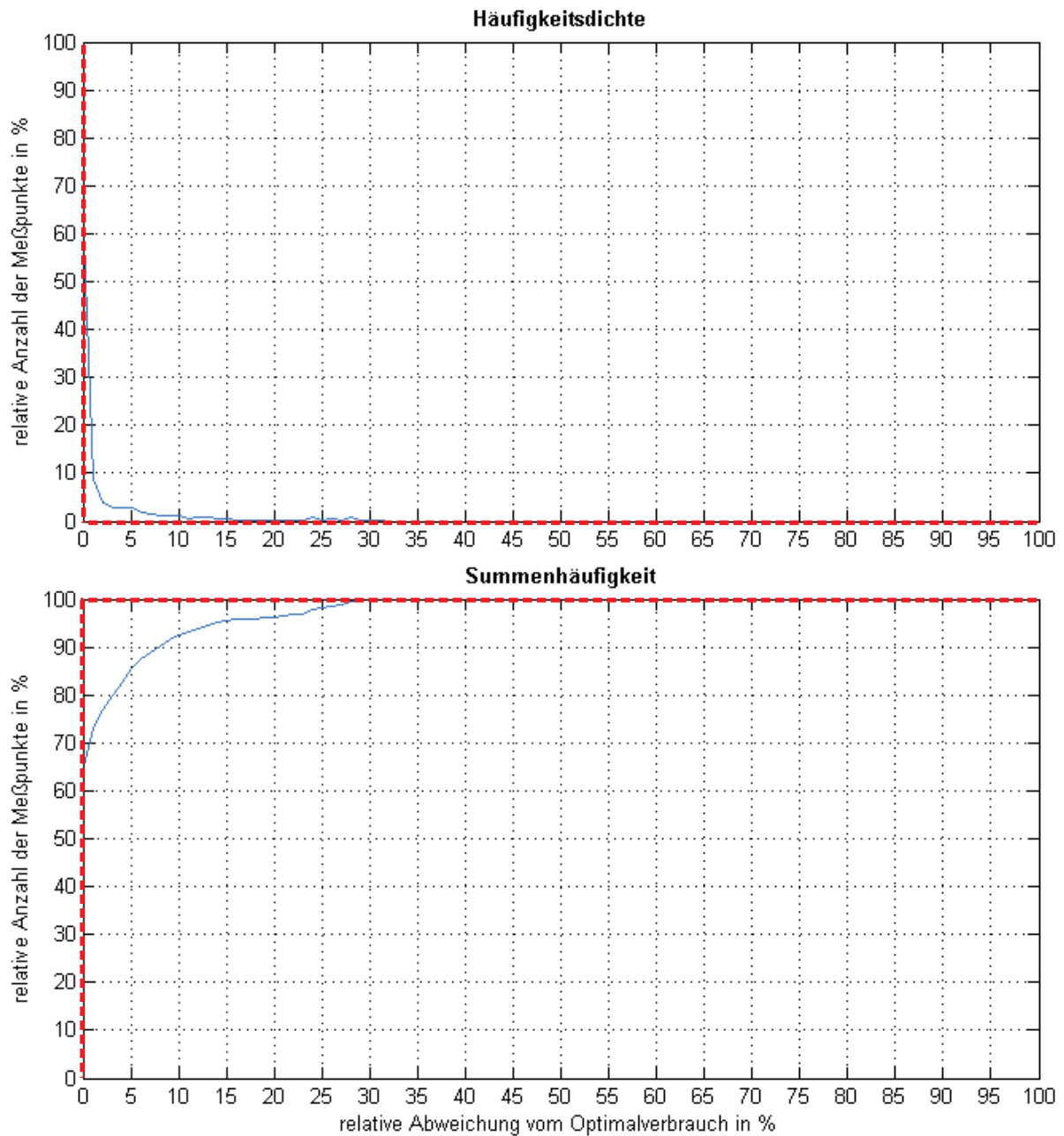
Tab. 13: Matrix *stat* zur Darstellung der prozentualen Abweichungen des Verbrauchs

Da auf 1 % genau bewertet wird, entpricht die prozentuale Abweichung  $x$  dabei eigentlich einem Bereich  $(x - 1, x]$ . Eine Ausnahme bilden identische Verbrauchswerte  $vbr_{tat} = vbr_{opt}$ , für die genau 0 % Abweichung gelten. Zu beachten ist der Indexbeginn von 1 für 0 %.

Man liest somit aus, daß 548 der hier 18741 aufgezeichneten Betriebspunkte (das entspricht 2,92 % der Punkte) eine Abweichung von 3 % zum Optimalverbrauch aufweisen. Gleichzeitig ist die Abweichung für 14970 Punkte (oder 79,87 %) nicht größer als 3 %. Eine grafische Darstellung der Tabelle 13 in Abb. 13 veranschaulicht den Zusammenhang. Bei vollständiger Ausnutzung des Einsparpotentials, also der Positionierung aller aufgenommenen Betriebspunkte auf der optimalen Verbrauchstrajektorie, ist der tatsächliche Verbrauch identisch dem optimalen Verbrauch und es ergibt sich der ideale Kurvenverlauf, im Diagramm rot gestrichelt eingezeichnet.

#### 4.3.5. Mittlerer, optimaler Verbrauch

In Kap. 4.3.1 wurde der mittlere Verbrauch der Modelle anhand der tatsächlichen Betriebsdaten bestimmt. Das gleiche kann mit den in Kap. 4.3.4 erzeugten, optimalen Betriebspunkten durchgeführt werden und man erhält den mittleren Verbrauch bei Nutzung der optimalen Verbrauchstrajektorie. Die Differenz der beiden Gesamtmittelwerte tatsächlich und optimal ist ein Abbild für die Qualität der Fahrzeugkonfiguration. Je kleiner sie ist, desto besser nutzt das betrachtete Modell sein mögliches Einsparpotential aus.



**Abb. 13:** Statistische Auswertung: die Häufigkeitsverteilung und die Summenhäufigkeit aus Tab. 13 grafisch dargestellt. Sollte der tatsächliche identisch dem optimalen Verbrauch sein (Betrieb des VMotors auf optimaler Verbrauchstrajektorie), ergibt sich der rot gestrichelt eingezeichnete Kurvenverlauf.

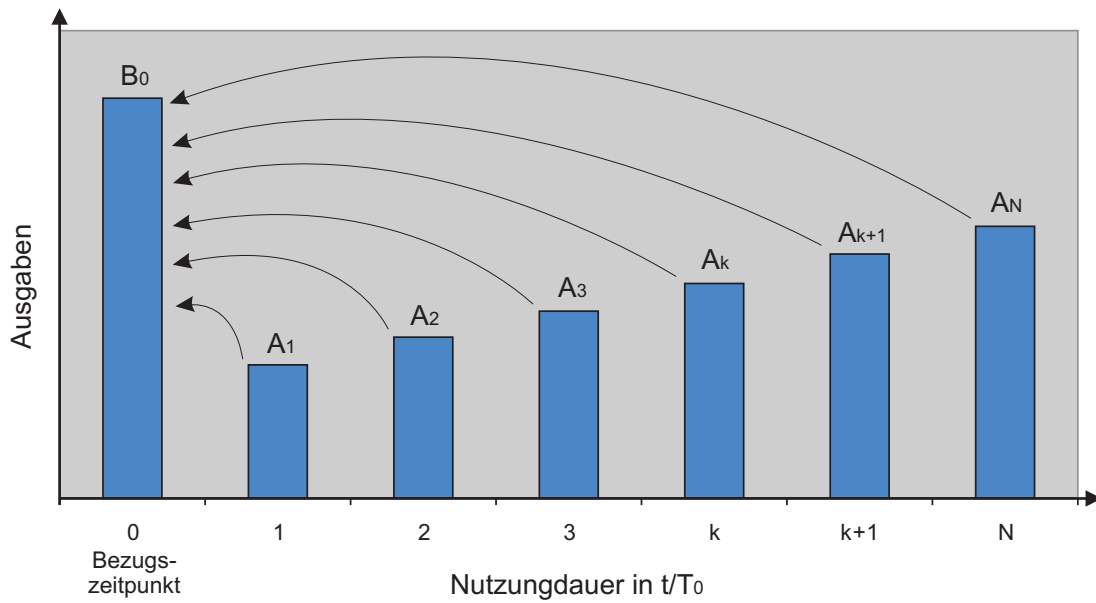


Abb. 14: Barwert  $B_0$  einer Ausgabenfolge  $A_k$

#### 4.4. Kostenrechnung

Um die Wirtschaftlichkeit der Modelle zu überprüfen, wird auf die Barwertmethode [8] zurückgegriffen. Dazu werden die jährlich anfallenden Kosten der hybridisierten Modelle jeweils mit denen ihrer rein verbrennungsmotorisch bestückten Pendanten verglichen. Die Einsparung bestimmt nun den maximalen Aufpreis für die Hybridkomponenten, um zumindest keine Mehrkosten durch die Anschaffung eines solchen Fahrzeugs zu erleiden.

##### 4.4.1. Barwert und diskrete Zahlungsfolgen

Der Betrieb von Fahrzeugen verursacht über die gesamte Nutzungsdauer verteilt Ausgaben, von denen hier nur die KFZ-Steuer und Kraftstoffkosten berücksichtigt werden. Diese Ausgaben sind, wie aus Abb. 14 ersichtlich, als Folge am Jahresende fälliger Zahlungen  $A_t$  diskretisiert. Eine zukünftige Zahlung  $A_t$  muß unter Berücksichtigung von Zins und Zinseszins auf einen frei wählbaren Bezugszeitpunkt  $t_0$  abgezinst werden, um einen sogenannten Barwert

$$B_0 = q^{-n} \cdot A_t \quad (9)$$

zu erhalten.  $n$  bezeichnet dabei die Anzahl der Jahre zwischen der Zahlung und dem Bezugszeitpunkt und bildet zusammen mit  $q$  den Abzinsungsfaktor (Diskontfaktor)  $q^{-n}$ . Der Faktor  $q$  selber berechnet sich zu

$$q = (1 + iT_0) \quad (10)$$



und der darin enthaltene Kalkulationszinssatz

$$i = \frac{1}{1+v}(i_E + v \cdot i_F) \quad (11)$$

stellt einen gewichteten Mittelwert aus dem Kapitalverhältnis  $v$ , der Zinserwartung  $i_E$  für das investierte Eigenkapital und des Sollzinssatzes  $i_F$  für das investierte Fremdkapital dar. Unter der Voraussetzung, daß kein Fremdkapital zur Finanzierung eingesetzt wird ( $v = 0$ ), ist der Kalkulationszinssatz identisch mit der Zinserwartung für das Eigenkapital  $i = i_E$ . Der Faktor  $T_0$  gibt die äquidistanten Zeitpunkte der Zahlungen an und beträgt hier  $T_0 = 1$  Jahr.

Für Zahlungsfolgen ergibt sich der Barwert der Gesamtausgabe  $B_0$  zum Zeitpunkt  $t_0$  durch Aufsummieren der einzelnen Barwerte  $B_k$  mit

$$B_0 = \sum_{k=1}^N B_k = \sum_{k=1}^N q^{-n} \cdot A_k \quad (12)$$

Die jährlichen Ausgaben  $A_k$  lassen sich, bei vorausgesetzt identischer Jahreslaufleistung und konstantem Kraftstoffverbrauch, durch eine geometrische Folge approximieren, deren Glieder bei konstanter Inflationsrate  $z$  der Rekursionsformel

$$A_k = A_{k-1}(1 + z \cdot T_0)^\nu \quad (13)$$

entsprechen. Für die hier veranlagten, jährlich konstanten Ausgaben der Steuer beträgt der Faktor  $\nu = 0$ , für die mit konstanter Zuwachsrate (Inflation) behafteten Kraftstoffkosten  $\nu = 1$ . Der Barwert  $B_0$  läßt sich damit durch

$$B_0 = \frac{q^*}{q} \cdot \frac{(q^*)^N - 1}{(q^*)^N \cdot (q^* - 1)} \cdot A_1 = \beta_1 \cdot A_1 \quad (14)$$

direkt berechnen.  $q^*$  ist dabei

$$q^* = \frac{q}{(1 + z \cdot T_0)^\nu} \quad (15)$$

die durch Inflation ansteigenden jährlichen Ausgaben und die Verzinsung zusammengefaßt, der Faktor  $\beta_1$  der sogenannte Abzinsungssummenfaktor und  $N$  die Nutzungsdauer des Fahrzeugs.

#### 4.4.2. Faktoren für die Kostenrechnung

Als Bezugszeitpunkt soll hier das Anschaffungsjahr  $t_0 = 0$  des Neufahrzeugs bestimmt werden. Die Zahlungen sollen zusammengefaßt einmal jährlich erfolgen ( $T_0 = 1$ ). Die Fahrzeuglebensdauer für Hybridfahrzeuge wird mit  $N = 8$  Jahren festgelegt (dies beruht auf der von Toyota für das Modell Prius Sol angegebenen Garantie für die Traktionsbatterie von ebenfalls 8 Jahren). Der

|                                      |                    |
|--------------------------------------|--------------------|
| Bezugszeitpunkt:                     | $t_0 = 0$          |
| Nutzungsdauer:                       | $N = 8$ Jahre      |
| jährliche Zahlungsweise:             | $T_0 = 1$ Jahr     |
| Kalkulationszinssatz:                | $i = 5\%$          |
| Inflationsrate:                      | $z = 2\%$          |
| Abzinsungssummenfaktor (Steuer):     | $\beta_1 = 6,4632$ |
| Abzinsungssummenfaktor (Kraftstoff): | $\beta_1 = 6,8992$ |
| Restwert:                            | $R_N = 0$ Euro     |

**Tab. 14:** Zusammenfassung der für die Kostenrechnung relevanten Faktoren

Restwert nach Ablauf dieser Zeit soll sich auf 0 Euro belaufen (siehe dazu auch Kap. 5.4). Die Inflationsrate beträgt in dieser Kostenrechnung  $z = 2\%$ , der Kalkulationsszinssatz  $i = 5\%$  und damit der Abzinsungssummenfaktor für die konstanten Ausgaben der Steuer ( $\nu = 0$ )  $\beta_1 = 6,4632$ , sowie für die steigenden Kraftstoffkosten ( $\nu = 1$ )  $\beta_1 = 6,8992$ . Das Fahrzeug wird ausschließlich eigenfinanziert. Tabelle 14 faßt alle relevanten Daten nochmals zusammen.

#### 4.4.3. Verbrauchskosten

Zur Ermittlung der Verbrauchskosten über die Nutzungsdauer  $N$  des Fahrzeugs wird von einer jährlich konstanten Fahrleistung von 20.000 km/a ausgegangen. Für die Hybride gelten für den Durchschnittsverbrauch auf 100 km dabei die Werte aus den im FTP75-Fahrzyklus untersuchten Modellen. Als Vergleichsbasis wurden ebenfalls durch Simulation die Verbrauchsdurchschnittswerte für Modelle nur mit Verbrennungsmotor auf dem FTP75-Zyklus ermittelt. Eine Ausnahme bildet der Ottomotor von Citroën, dessen konventionelles Modell mit dem ECE-Zyklus bewertet werden mußte (s. Kap. 5.7.1). Die Kraftstoffkosten wurden am 17. Februar 2006 von der Aral-Tankstelle in Ulm-Wiblingen übernommen.

|                         |              |
|-------------------------|--------------|
| Jahresfahrleistung:     | 20.000 km    |
| Preis für Diesel:       | 1,099 Euro/l |
| Preis für Normalbenzin: | 1,239 Euro/l |

**Tab. 15:** Zusammenfassung der für die Verbrauchskosten relevanten Faktoren

Somit ergeben sich für die konventionellen Modelle die Gesamtbarwerte  $B_0$  über die Nutzungsdauer durch den Kraftstoff laut Tab. 16.

| VMotor       | Verbrauch in l/100 km | $A_1$        | $B_0$         |
|--------------|-----------------------|--------------|---------------|
| Audi-Diesel  | 5,345 l (D)           | 1174,83 Euro | 8105,62 Euro  |
| Citroën-Otto | 7,098 l (B)           | 1758,88 Euro | 12135,22 Euro |
| DC-Diesel    | 4,970 l (D)           | 1092,41 Euro | 7536,97 Euro  |

**Tab. 16:** Barwerte für Verbrauchskosten der konventionellen Modelle

| <i>VMotor</i> | <i>Hubraum</i>       | $A_1$       | $B_0$        |
|---------------|----------------------|-------------|--------------|
| Audi-Diesel   | 1896 cm <sup>3</sup> | 277,92 Euro | 1796,26 Euro |
| Citroën-Otto  | 1398 cm <sup>3</sup> | 87,75 Euro  | 576,15 Euro  |
| DC-Diesel     | 1493 cm <sup>3</sup> | 216,16 Euro | 1397,09 Euro |

*Tab. 17: Barwerte für Steuerbelastungen aus der KFZ-Steuer*

#### 4.4.4. Belastung aus der KFZ-Steuer

Die KFZ-Steuer ist, egal ob Hybrid oder konventionell, nur von den verwendeten Verbrennungsmotoren abhängig und kann deshalb hier unter Kenntnis des Hubraums direkt für alle Modelle angegeben werden. Die Steuersätze sind aus [19] entnommen und auf dem Stand ab 1. Januar 2005. Da alle verwendeten Motoren mindestens die EURO 3-Norm erfüllen und die Steuersätze für EURO 4 nach dem 31.12.2004 für Neuzulassungen wegen der nicht mehr gewährten Förderbeiträge identisch sind, wird nur nach der Verbrennungsmotorart unterschieden. Für die Dieselmotoren beträgt der Steuersatz je angefangene 100 cm<sup>3</sup> 15,44 Euro, für den Benzinmotor 6,75 Euro. Es entstehen die nach Tab. 17 angegebenen Barwerte über die Nutzungsdauer aus der KFZ-Steuer.

## 5. Ergebnisse

### 5.1. Zusammenstellung der Modelle

Zum Erstellen der Modelle stehen die jeweils in den Kapiteln 3.2 und 3.3 vorgestellten drei VMotoren und zwei EMotoren zur Verfügung, wie auch die aus Kapitel 2.2 bekannten Kupplungsstrukturen. Es lassen sich somit insgesamt zwölf Konfigurationen erstellen, die wiederum über eine feste, zyklusabhängige oder automatische Gangvorgabe verfügen. Zur vereinfachten Darstellung der jetzt 24 zu untersuchenden Modelle sollen die Abkürzungen nach Tab. 18 dienen.

|                             |     |
|-----------------------------|-----|
| Dieselmotor Audi 66 kW      | 000 |
| Ottomotor Citroën 55 kW     | 001 |
| Dieselmotor DC 70 kW        | 002 |
| Siemens 6 kW ISG            | 100 |
| Sachs 25 kW Motor-Generator | 102 |
| eine Kupplung               | 1K  |
| zwei Kupplungen             | 2K  |
| feste Gangvorgabe           | MAN |
| automatische Gangvorgabe    | AT  |

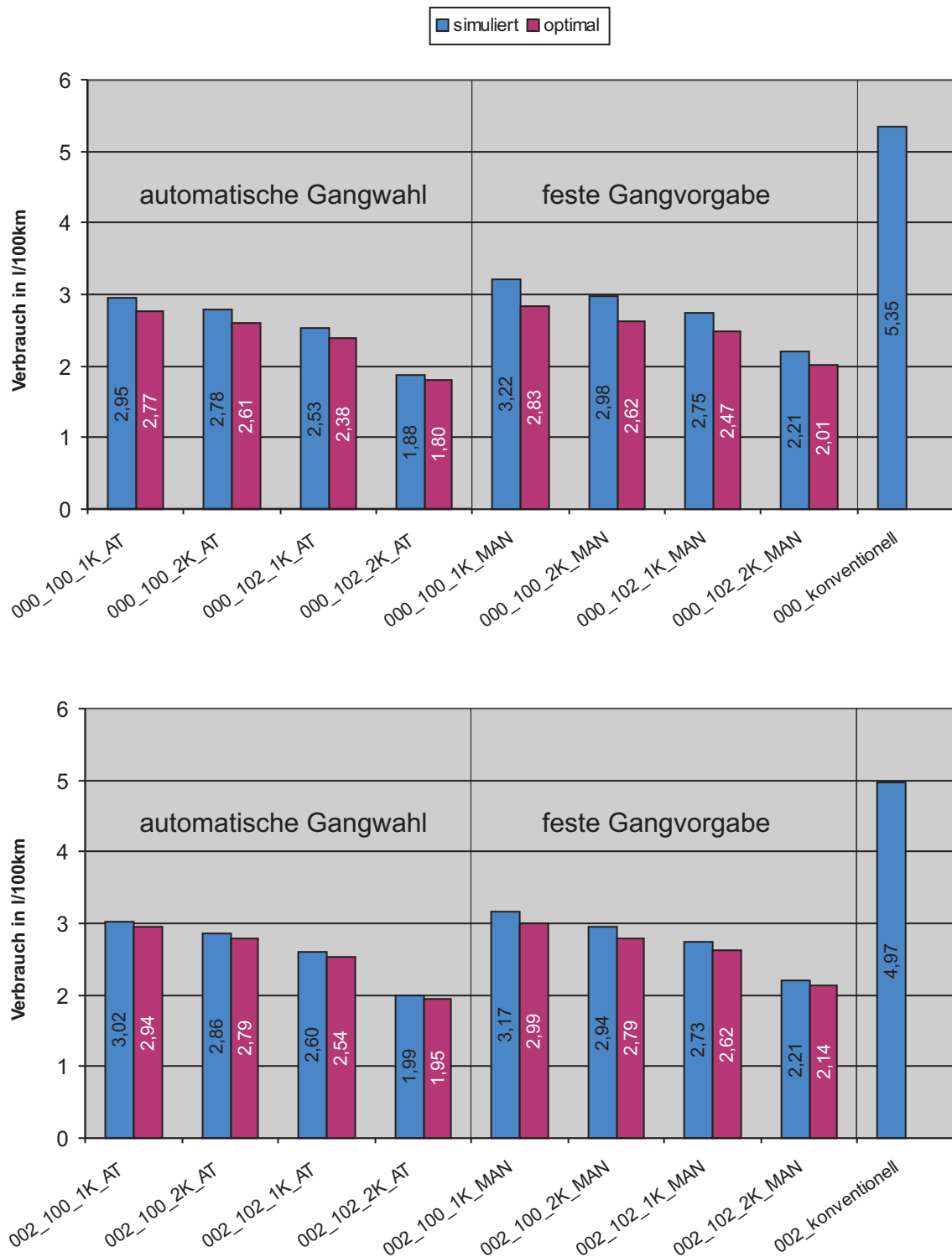
**Tab. 18:** Abkürzungen für Modellkomponenten

Ein fertiges Modell wird in der Form *VMotor\_EMotor\_Kupplung\_Gangvorgabe* angegeben, wonach es sich bei *000\_100\_1K\_MAN* also um das Einkupplungsmodell des Dieselmotors von Audi mit 6 kW Asynchronmotor und fester Gangvorgabe handelt. Desweiteren werden Modelle mit dem Elektromotor von Siemens als Mild-Hybride und Modelle mit Elektromotor von Sachs als Voll-Hybride bezeichnet (Kap. 2.1.2).

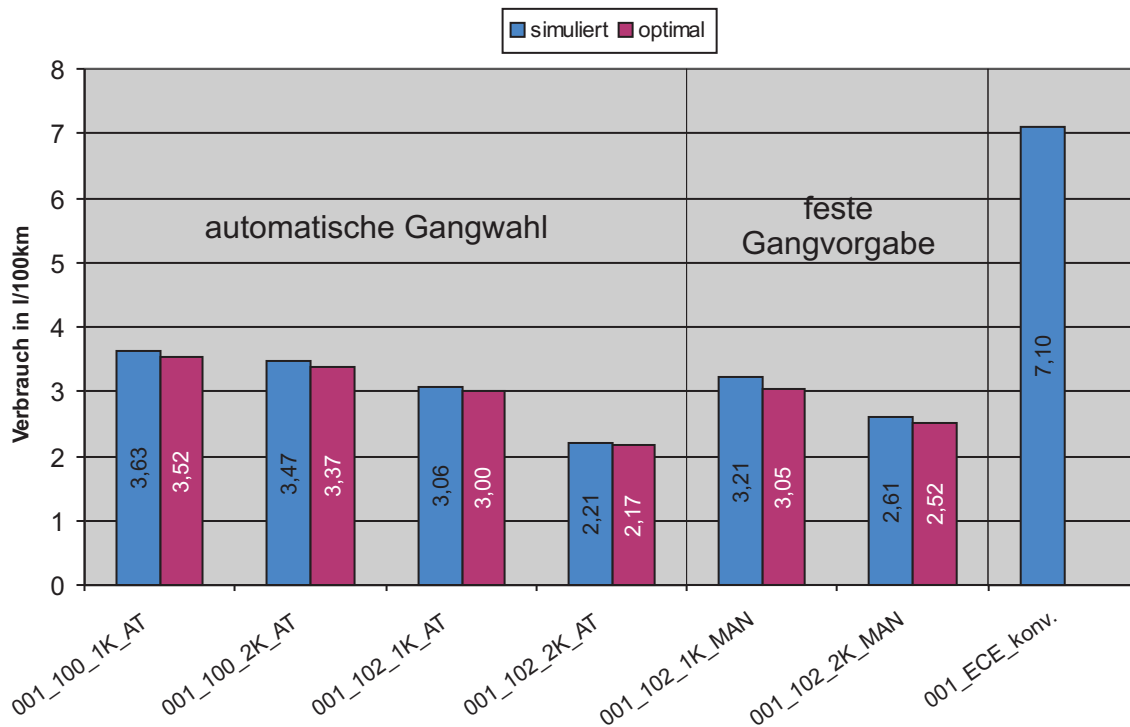
Die Konfigurationen mit Ottomotor, Siemens ISG und fester Gangvorgabe (*001\_100\_1K\_MAN* und *001\_100\_2K\_MAN*) wurden wegen der in Kap. 5.7.1 noch aufgeführten Gründe von der Auswertung ausgeschlossen.

### 5.2. Durchschnittlicher Kraftstoffverbrauch

Wie zu erwarten war, sinken der simulierte und der optimale Kraftstoffverbrauch bei Nutzung eines stärkeren Elektromotors und der Verwendung einer zweiten Kupplung. Der direkte Vergleich von simuliertem (Kap. 4.3.1) und optimalem (Kap. 4.3.5) Verbrauch in den Abbildungen 15 und 16 läßt zudem erkennen, daß sich mit „steigender Hybridisierung“ (*100\_1K* → *100\_2K* → *102\_1K* → *102\_2K*) die Differenz zwischen Optimum und Simulation verkleinert. Somit wird das durch die Hybridisierung angebotene Kraftstoffeinsparpotential der Modelle in gleicher Richtung auch jeweils besser ausgenutzt. Außerdem bewirkt die Verwendung einer zweiten Kupplung in Verbindung mit dem Sachs Motor-Generator (*102\_1K* → *102\_2K*) einen größeren Sprung im Kraftstoffverbrauch als mit kleinem Elektromotor von Siemens (*100\_1K* → *100\_2K*). Die Ursache ist vornehmlich die ausgeprägtere Möglichkeit des reinen elektrischen Fahrens, wo laut Kap. 2.2 das Zweikupplungssystem bei dementsprechender elektrischer Motorisierung ein deutlich höheres Einsparpotential anbieten sollte.



**Abb. 15:** Simulierter und optimaler Durchschnittsverbrauch der Modelle mit den Dieselmotoren von Audi (Diagramm oben) und Daimler-Chrysler (Diagramm unten). Als Vergleichswert dienen jeweils deren konventionelle Modelle.



**Abb. 16:** Simulierter und optimaler Durchschnittsverbrauch der Modelle mit dem Citroën-Ottomotor. Zu beachten ist, daß der konventionelle Vergleichswert mit einem anderen Fahrzyklus (ECE) aufgenommen wurde und deshalb zu hoch ausfällt.

Die feste Gangvorgabe schneidet im Vergleich zur Vollautomatik schlechter ab, da dem Regler der Freiheitsgrad zur Einstellung des kostengünstigsten Gangs genommen wird. Es sollte also nach Möglichkeit bei zukünftigen Entwicklungen zur Erzielung eines niedrigen Verbrauchs die Einflußnahme des Fahrers auf das Schaltverhalten unterbunden werden.

Die Einsparung der Benziner-Hybride (Abb. 16) auf ihr konventionelles Modell fällt deutlich besser aus als jeweils bei den Diesel-Hybriden. So beläuft sich hier der Einspareffekt unter Nutzung der einfachsten Hybridisierung (100\_1K) schon auf gut die Hälfte des konventionellen Verbrauchs. Zu beachten ist jedoch die Verwendung des ECE-Fahrzyklus (reine Stadtfahrt) zur Bestimmung des Durchschnittsverbrauchs für das konventionelle Modell 001\_ECE\_konv. (s. Kap. 5.7.1). Dieser Wert fällt deshalb zu hoch aus, wodurch auch der Einspareffekt der Hybride zu groß wird.

Auffallend ist, daß Modelle mit DC-Dieselmotor im Hybridbetrieb schlechter abschneiden als Modelle mit Audi-Diesel, wohingegen im konventionellen Betrieb der neuere DC besser abschneidet (vgl. Diagramme in Abb. 15). Dieser Umstand ist damit zu erklären, daß der DC-Motor speziell für den Teillastbetrieb optimiert wurde (vgl. Kap. 3.2.6) und bei konventionellem Einsatz dieses Potential auch durch einen Minderverbrauch ausspielen kann. Im Hybridbetrieb wird allerdings versucht, durch elektrische Unterstützung genau diesen Teillastbetrieb des Verbrennungsmotors zu umgehen. Dadurch nähern sich beide Motoren im Verbrauch an und im Bereich größerer Last scheint der Audi demnach sparsamer als der DC.

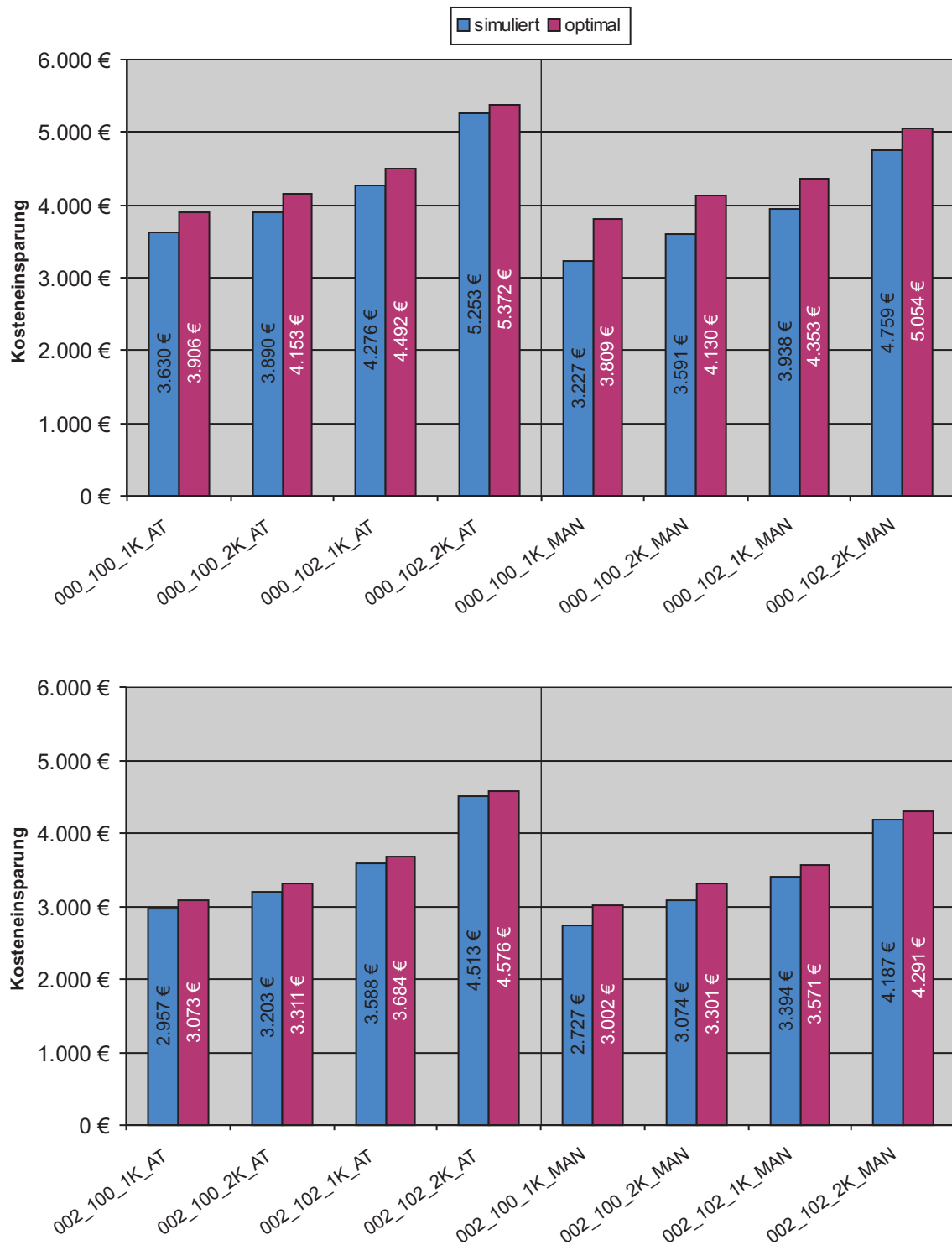


Abb. 17: Kraftstoffkosteneinsparung der Diesel-Hybride mit Motor von Audi (oben) und DC (unten)

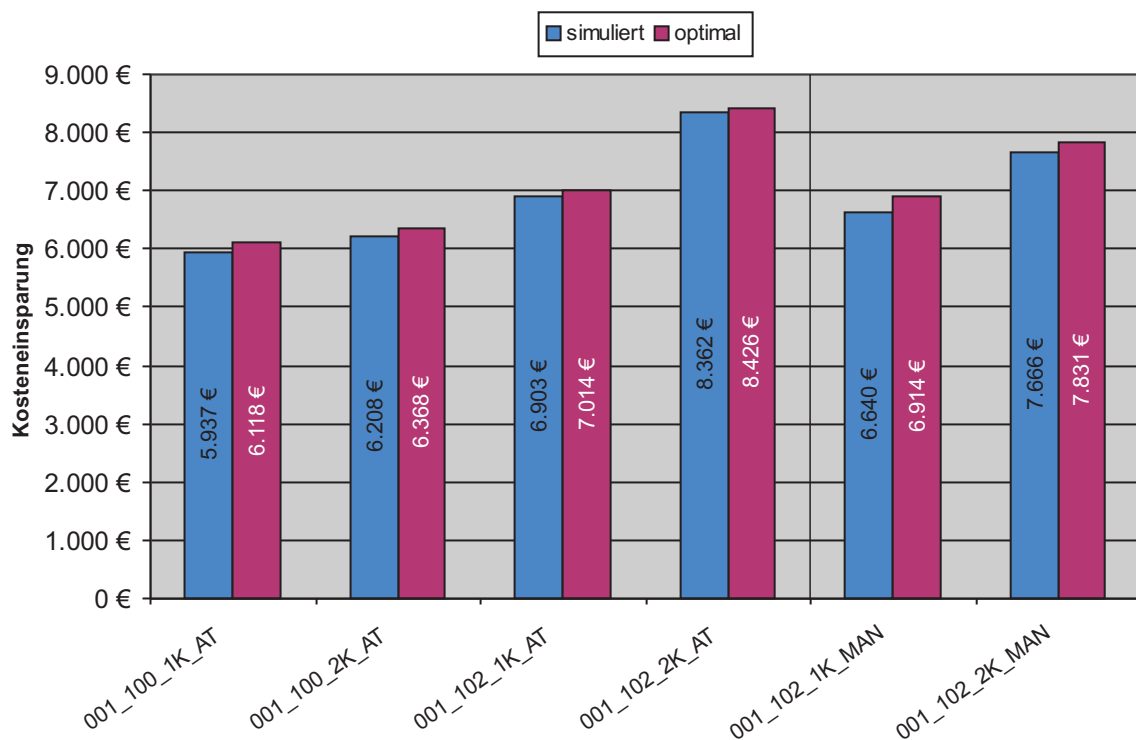


Abb. 18: Kraftstoffkosteneinsparung der Benzinmotor-Hybride

### 5.3. Kosteneinsparung beim Kraftstoff

Die Kosteneinsparung (Abb. 17 u. 18) durch verringerten Kraftstoffverbrauch verhält sich entsprechend der Differenz der im vorigen Kapitel aufgeführten Verbrauchswerte zwischen den Hybriden und deren klassischer Verbrennungsmotorausführung. Da bei den Benzin-Hybriden als Basis wieder der zu hohe Verbrauchswert des konventionellen Modells verwendet wird, sind auch deren Kosteneinsparungen hier zu hoch angesetzt.

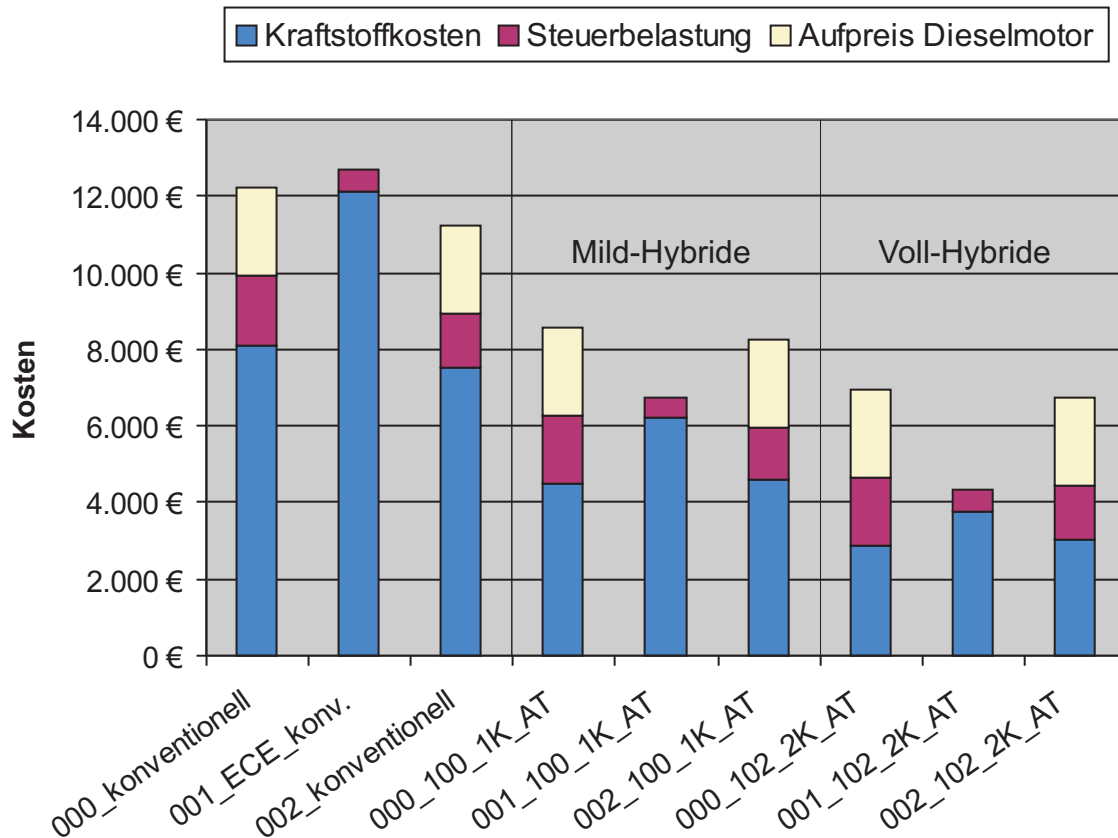
Die über die Laufzeit eingesparten Kraftstoffkosten stellen zugleich die Obergrenze für den Aufpreis einer Hybridstruktur dar, um zumindest durch deren Anschaffung keine Mehrkosten zu erleiden. Dabei muß allerdings für den Erwerb der Dieselmotoren ein zusätzlicher Aufpreis von durchschnittlich 2300 Euro angesetzt werden. Dieser Betrag schmälert die Kosteneinsparung bei den Diesel-Hybriden und damit den möglichen Aufpreis für die Hybridkomponenten. Ebenfalls die höhere Steuer für Dieselmotoren muß mit einkalkuliert werden, was in Kap. 5.4 noch näher betrachtet werden soll.

Bei Analyse der Verbrauchskosten fällt der Vorteil unter Verwendung des Zweikupplungssystems bei großem Elektromotor noch viel stärker auf als zuvor bei den Durchschnittsverbrauchswerten. Es ist folglich die Aussage möglich, daß aus wirtschaftlichen Gründen ein leistungsschwacher Elektromotor in der Einkupplungstopologie verwendet werden sollte, ein leistungsstarker EMotor rechtfertigt die Verwendung der zweiten Kupplung.



#### 5.4. Gesamtbelastung durch Steuer und Kraftstoffkosten

In Abb. 19 sind die Gesamtkosten, hier bestehend aus Steuer (Kap. 4.4.4) und Kraftstoffkosten (Kap. 4.4.3), für ausgewählte Modelle angegeben. Zusätzlich wird wie bei herkömmlichen KFZ für Dieselmotoren ein Aufpreis von 2300 Euro gegenüber dem Ottomotor zugeschlagen.



**Abb. 19:** Finanzielle Gesamtbelastung über die Nutzungsdauer durch Steuer und Kraftstoff. Zusätzlich wurde ein Aufpreis von 2300 Euro für die Dieselmotoren miteinbezogen.

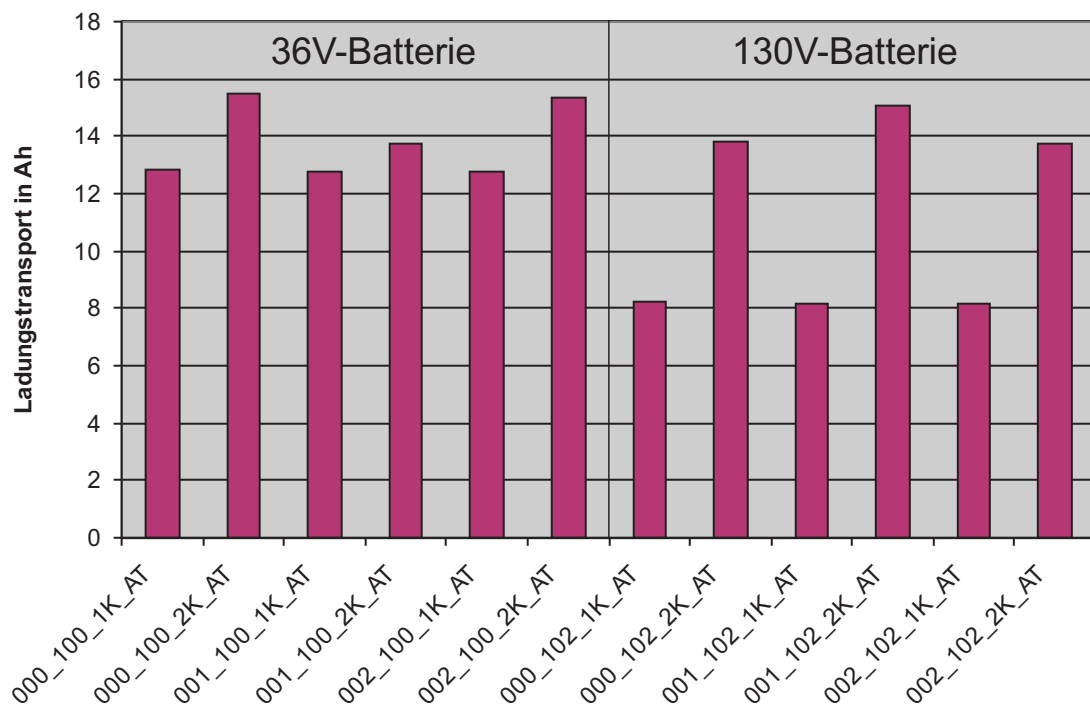
Aus finanzieller Sicht scheint sich der Einsatz von Dieselmotoren in Hybridfahrzeugen nicht zu rechtfertigen. Auslöser sind vor allem die Annäherung der Kraftstoffkosten von Diesel und Benzin bei Einsatz der Hybridtechnik. Während bei den konventionellen Modellen noch ein deutlicher Unterschied zwischen diesen Kosten erkennbar ist (man beachte aber den zu hohen Wert von 001\_ECE\_konv.), schwindet bei Verwendung der Hybridtechnologie der Vorteil des sparsamen Diesels. Schon unter Einbeziehung des steuerlichen Aspekts verursachen die Dieselmotoren in Ausführung als Voll-Hybrid dann Mehrkosten, die auch noch durch den Aufpreis für den Dieselmotor die Bilanz stark verschlechtern. Der DC-Dieselmotor, der im Hybridbetrieb geringfügig schlechtere Verbrauchswerte aufweist als der Audi, kann durch seinen kleineren Hubraum und die damit nachlassende Steuerbelastung seinen Mehrverbrauch in den Gesamtkosten ausgleichen, wenngleich die endgültige Differenz zum Audi dabei sehr klein ausfällt.

Die Restwerte aller Fahrzeuge wurden zu null angenommen, weil bei Hybriden aufgrund ihrer kurzen Existenz als Serienfahrzeuge noch keine Erfahrungswerte über den Wiederverkaufswert vorliegen. Klassisch gesehen hat ein Dieselfahrzeug einen höheren Restwert als ein gleichwertiger

und gleichaltriger Benzinern. Falls sich dieser Trend auch bei Diesel-Hybriden einstellt, könnten zumindest die höheren Anschaffungskosten teilweise amortisiert werden.

Abschließend sollten jedoch die Leistungsunterschiede des Benzinmotors (55 kW) und der mit 66 kW bzw. 70 kW ausgestatteten Dieselmotoren noch betrachtet werden. Ein Benzinmotor mit ebenfalls gleich großer Leistung würde auch im Hybridbetrieb einen höheren Verbrauch aufweisen. Dennoch bleibt der Vorteil der Kraftstoffeinsparung eines Diesel- zum Benzin-Hybrid im Vergleich zur Differenz bei konventionellen Modellen so gering, daß zumindest aus wirtschaftlicher Sicht ein Diesel-Hybrid nicht vorteilhaft verwendet werden kann.

## 5.5. Batteriebelastung



**Abb. 20:** Ladungsumsatz der Modelle für den durchfahrenen Zyklus FTP75 bei Verwendung der 36 V-Batterie für den Siemens-Motor und der 130 V-Batterie für den Sachs

### 5.5.1. Ladungsumsatz

Wie aus dem Diagramm in Abb. 20 ersichtlich wird, ist der Ladungsumsatz bei Modellen mit 25 kW EMotor in der Größenordnung desjenigen wie für den 6 kW EMotor. Dieser Umstand ist auf die Verwendung der Hochspannungsbatterie mit 130 V für den Sachs Motor-Generator zurückzuführen. Der damit bei vierfacher Leistungsentnahme durch den Motor, aber gleichzeitig auch vierfach höherer Spannung in der Batterie gleichbleibende Ladungsfluß ( $I \sim P/U$ ) stellt eine Entlastung für die Batterie dar. Insgesamt besteht in diesem Zusammenhang also ein Vorteil bei Verwendung von Batterien mit hoher Nennspannung. Die elektrische Belastung bei den Zweikupplungsmodellen ist aufgrund der besseren Ausnutzung des Elektromotors zu Antriebs- und Bremszwecken höher, wobei die Differenz zwischen den Kupplungstopologien beim Voll-Hybrid

mit leistungsstarkem Elektromotor deutlich ausgeprägter ist als beim Mild-Hybrid. Dessen ISG ist für rein elektrisches Fahren in den meisten Betriebspunkten nicht ausreichend.

### 5.5.2. Batterieladezustand

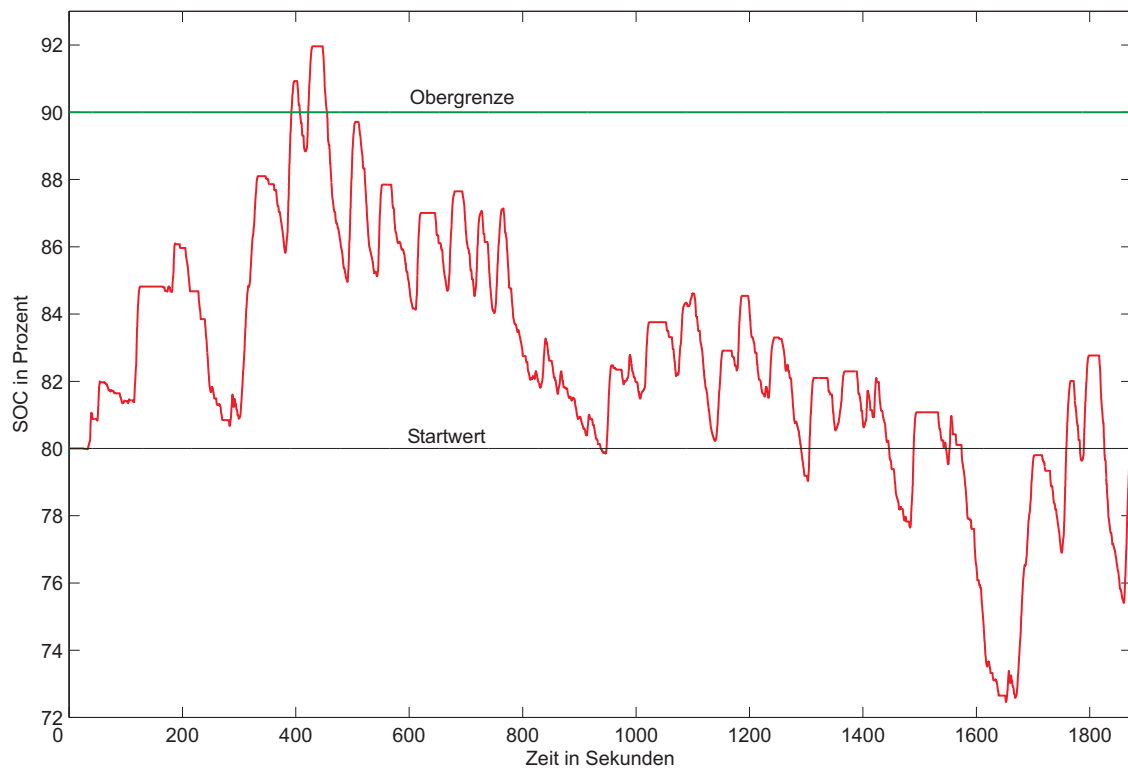
Wie in Kap. 4.2 erwähnt, sollte der Batterieladezustand für Blei-Säure-Batterien den Bereich 60–90 % nicht verlassen, um eine lange Lebensdauer zu erreichen. Bei fast allen getesteten Modellen wurde diese Bedingung erfüllt. Die Ausnahme bildet hier nur Modell 002\_102\_2K\_AT mit einem kleinen Ausrutscher nach oben auf 92 % (Abb. 21). Dieser Umstand kann jedoch in Anbetracht des moderaten, kurzzeitigen Ausschlags vernachlässigt werden.

### 5.6. Schaltverhalten

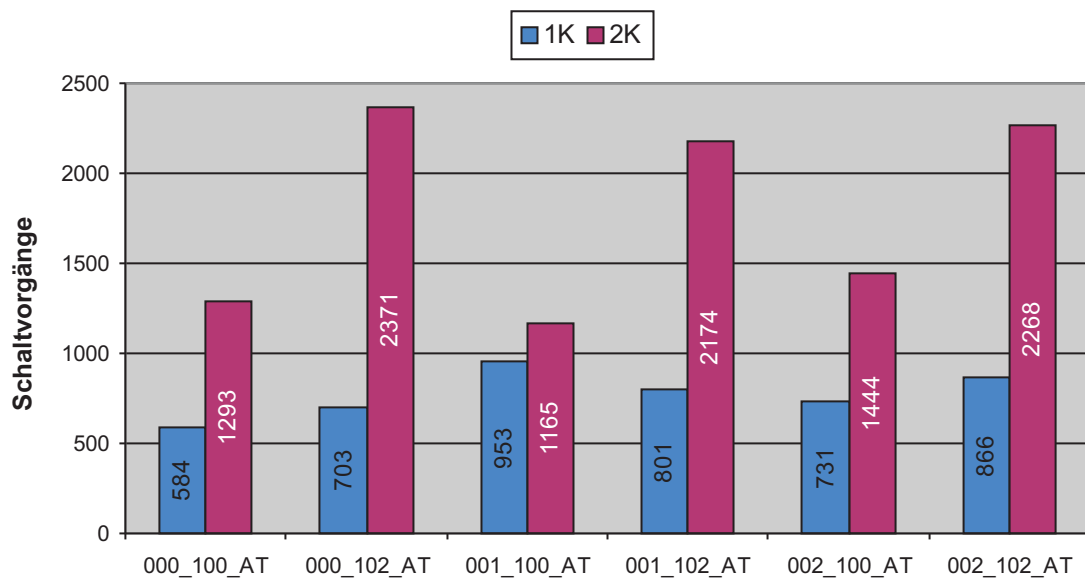
Da der Schaltungsverlauf bei allen Modellen mit Gangvorgabe identisch der FTP75-Gangvorgabe (Abb. 7) ist, werden nur die mit automatischer Gangwahl ausgestatteten Fahrzeuge untersucht. Deutlich hervorstechend in der Anzahl der Schaltvorgänge sind dabei die Zweikupplungstopologien mit starkem Elektromotor (Abb. 22). Durch dessen Unterstützung ist die Möglichkeit gegeben, relativ häufig Gangwechsel in höhere Gänge zugunsten des Verbrauchs des Verbrennungsmotors durchzuführen. Die komplette Abkopplung desselben bei rein elektrischem Fahren resultiert in einer niedrigeren Gangwahl, um den Elektromotor in seinem günstigsten Bereich bei höherer Drehzahl zu betreiben. Insgesamt wird dem Regler somit von mechanischer Seite die Möglichkeit gegeben, durch häufiges Schalten den kostengünstigsten Gang zu wählen. Nicht so ausgeprägt ist der Effekt beim kleinen Elektromotor, da die Bereiche für den Elektrobetrieb mangelnde Leistung deutlich geringer ausfallen. Bei Verwendung einer Kupplung und der dauerhaften Kopplung der Antriebsaggregate ist das Schaltverhalten deutlich geringer und die Differenz zwischen den Elektromotoren nicht so ausgeprägt. Beim Ottomotor ist sogar eine Umkehr der Häufigkeit zwischen ISG und Motor-Generator zu erkennen.

Das auftretende Problem bei allen hier aufgeführten Modellen stellt jedoch die noch nicht implementierte Gearhunting-Unterdrückung (Kap. 5.7.2) dar. Legt man die Fahrzyklusdauer von 1873 Sekunden zugrunde, liegt bei 2000 Schaltvorgängen schon ein mittlerer Abstand von weniger als einer Sekunde zwischen den Gangwechseln vor. Dies liegt im Bereich der realen Dauer eines Schaltvorgangs (0,25–1,25 s bei einem ASG bzw. 0,3–5 s bei echter Handschaltung [7]) und ist so nicht zu realisieren. Vergleicht man zum FTP75-Zyklus mit seinen 117 vorgegebenen Gangwechseln kann prinzipiell die Aussage getroffen werden, daß hier Gangwechselzahlen >250 aus technischer Sicht und in Anbetracht des Komfortverlusts durch Zugkraftunterbrechung nicht vertretbar sind. Sollte dennoch der Wunsch bestehen, durch häufige Gangwechsel den Betrieb des VMotors an die optimale Verbrauchstrajektorie anzunähern, muß über die Verwendung eines Doppelschaltgetriebes (DSG), welches in gewissem Rahmen schnelleres Schalten ohne Zugkraftunterbrechung erlaubt, oder gleich eines stufenlosen Getriebes (CVT) nachgedacht werden.

Agrund der Übersichtlichkeit wird auf die Darstellung des Schaltverlaufs über die Zeit verzichtet, weil bei der auftretenden, sehr hohen Anzahl an Schaltpunkten die optische Darstellung nicht mehr verwertbar ist.



**Abb. 21:** SOC-Verlauf des Modells 002\_102\_2K\_AT im FTP75-Fahrzyklus. Zu erkennen ist ein kurzzeitiges Überschreiten der gewünschten Ladungsobergrenze von 90 %.



**Abb. 22:** Anzahl der Schaltvorgänge der einzelnen Konfigurationen bei automatischer Gangwahl

## 5.7. Einschränkungen der Simulation

### 5.7.1. Leistungsdefizit des Citroën 1.4 Ottomotors

Während der Simulationen stellte sich heraus, daß der Citroën-Motor in Verbindung mit dem kleinen Siemens ISG und manueller Gangvorgabe die erforderlichen Beschleunigungsleistungen, unter anderem auch für den FTP75-Zyklus, mit der ausgewählten Karosserie (Kap. 3.4) nicht aufbringen kann. Die Ergebnisse im Verbrauch und den anderen Kategorien sind aufgrund der kleineren absoluten Leistungsabgabe deshalb hier besser als bei der automatischen Gangvorgabe derselben Modelle und nicht repräsentativ. Gleiches gilt für das konventionelle Modell mit diesem Motor. Aus Zeitgründen wurde auf eine komplette Neuerstellung der Modelle verzichtet und als Ausweg, überhaupt einen Vergleichswert zu erhalten, das konventionelle Modell mit dem ECE-Zyklus bewertet. Dieses Modell ist durch die Typbezeichnung *001\_ECE\_konv.* gekennzeichnet, weist allerdings einen höheren Verbrauch auf, als dies unter Verwendung des FTP75-Zyklus der Fall gewesen wäre.

### 5.7.2. Anzahl der Schaltpunkte

Für das Getriebe und die mit dem Getriebe verbundene Kupplung sind derzeit keine Einschränkungen in der Anzahl der Schaltpunkte vorhanden. Wie in Kap. 5.6 gezeigt wurde, weisen die Modelle bezüglich der Anzahl einen real unmöglichen Schaltungsverlauf auf. Die Lösung bildet eine *Gearhunting-Unterdrückung*, welche zum Zeitpunkt der Auswertung dieser Arbeit noch als Diplomarbeit erstellt wurde. Ziel dabei ist, den Schaltverlauf unter Berücksichtigung der realen Zeitvorgänge in einem Schaltgetriebe anzupassen. In einem ersten Test reduzierten sich die Schaltvorgänge der untersuchten Modelle im verwendeten FTP75-Zyklus auf ungefähr 17 % der ursprünglichen Zahl bei einem resultierenden Kraftstoffmehrverbrauch von 3–4 %.

### 5.7.3. Dynamik der Modelle

Die untersuchten Fahrzeuge für diese Auswertung verfügen über das Modell eines einfachen Antriebsstrangs, das aus Verbrennungsmotor, Elektromotor und einem Fahrzeugmodell für die Fahrzeuglängsdynamik besteht. In letzterem sind die am Fahrzeug angreifenden Fahrwiderstände und die auf das Antriebsmoment einwirkenden Verluste eingebettet. Diese Faktoren werden noch nicht explizit berechnet, sondern stellen Näherungen dar. In der Diplomarbeit *Detaillierte Kräftemodellierung für Fahrzeuglängsdynamiksimulation* [12] wurde deshalb ein modulares Modell erstellt, um dahingehend das dynamische Verhalten des Fahrzeugs exakter zu berechnen. Unter Berücksichtigung dieses Aspekts wird sich das Ergebnis bei Implementierung des neuen Fahrzeuglängsdynamikmodells in Zukunft noch ändern.

### 5.7.4. Nebenaggregate und elektrische Verbraucher

In der Simulation werden derzeit keine Nebenaggregate wie Wasser- und Ölpumpe, Bremskraftverstärker etc. und keine elektrischen Verbraucher berücksichtigt. Sollte sich dies zu einem späteren Zeitpunkt ändern, ist ein deutlicher Mehrverbrauch zu erwarten.

## 5.8. Vergleich der Ergebnisse mit einem real existierenden Versuchsfahrzeug

Die in der Simulation erhaltenen Verbrauchswerte können näherungsweise mit einem Entwicklungsfahrzeug der Firma PSA verglichen werden [10]. Es handelt sich dabei um einen Diesel-Hybrid auf Basis des Serienfahrzeugs Peugeot 307 (baugleich mit Citroën C4).

### 5.8.1. Ausstattung des Versuchsfahrzeugs

Ausgestattet ist dieser PKW mit einem 1,6-Liter-HDi Dieselmotor mit 66 kW (90 PS), einem permanenterregten Synchronmotor mit Dauerleistung 16 kW (maximal 23 kW) und einer Nickel-Metallhydrid-Batterie mit 288 V Nennspannung und einer Kapazität von 6,5 Ah. Es handelt sich also um einen Voll-Hybrid.

Obwohl nur eine Kupplung verwendet wird (vgl. Antriebsstruktur in Abb. 23), ähnelt die Zusammenschaltung der Antriebsaggregate der in dieser Arbeit untersuchten Zweikupplungstopologie, da die Kupplung zur Abkopplung des VMotors Verwendung findet. Rein elektrisches Fahren mit diesem Fahrzeug ist bis zu einer Geschwindigkeit von 60 km/h und einer Reichweite von maximal 5 km möglich. Das automatisierte 6-Gang-Getriebe kommt ohne Kupplung aus, wobei der Elektromotor aktiv den Gangwechsel durch Ausgleich der Schubkraftunterbrechung unterstützt.

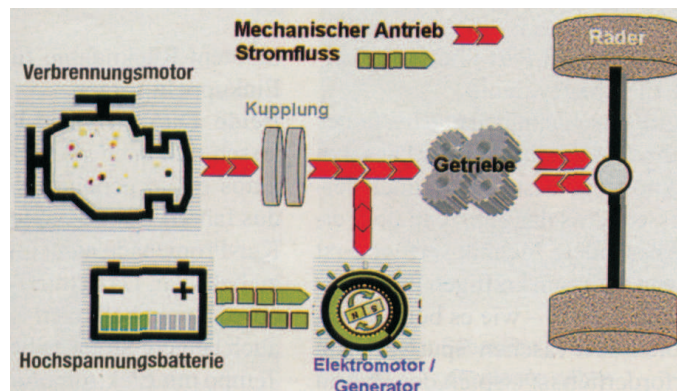
|                        | Fahrsim-Modell              | Versuchsfahrzeug            |
|------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| Verbrennungsmotor      | 1,9-Liter-TDi 90 PS, 210 Nm | 1,6-Liter-HDi 90 PS, 215 Nm |
| Elektromotor           | Synchron 25 kW, 140 Nm      | Synchron 16 kW, 130 Nm      |
| Batterie-Nennkapazität | 7,5 Ah                      | 6,5 Ah                      |
| Batterie-Nennspannung  | 130 V                       | 288 V                       |
| Getriebe               | 5-Gang ASG                  | 6-Gang ASG                  |

**Tab. 19:** Vergleich der technischen Daten des untersuchten Fahrsim-Modells 000\_102\_2K\_AT mit dem Versuchsfahrzeug von Peugeot

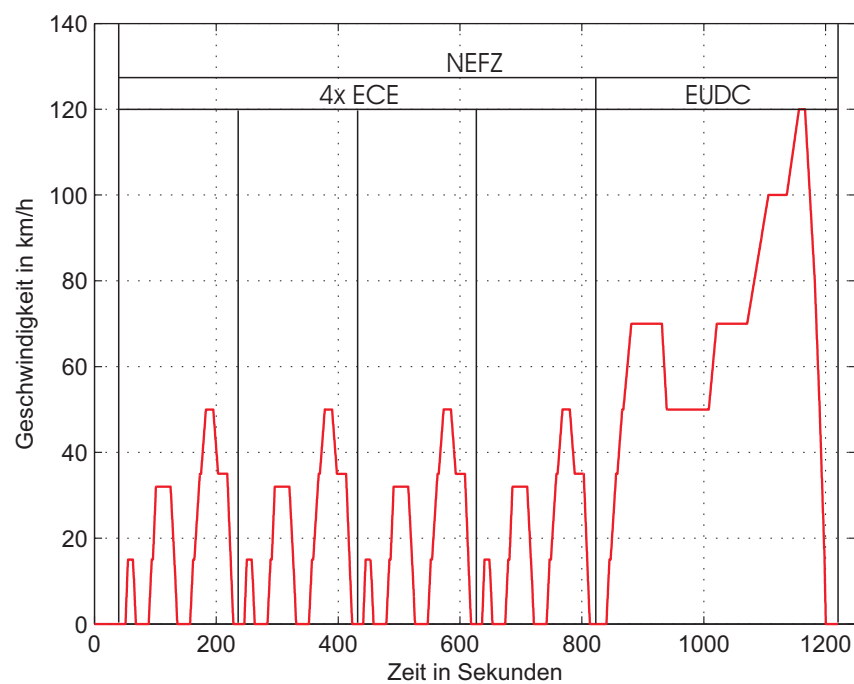
Das komplette Fahrzeug ähnelt folglich dem untersuchten Modell 000\_102\_2K\_AT und soll im Durchschnittsverbrauch mit diesem verglichen werden. Eine Gegenüberstellung der technischen Daten ist in Tab. 19 aufgeführt.

### 5.8.2. NEFZ – Neuer europäischer Fahrzyklus

Da die vorliegenden Daten für das Versuchsfahrzeug den Durchschnittsverbrauch auf EU-Basis angeben, wurde auch mit dem Fahrsim-Modell zusätzlich der ECE-Zyklus („Verbrauch EU städtisch“) und der NEFZ-Zyklus („Verbrauch EU insgesamt“) durchfahren. Der NEFZ (Neuer europäischer Fahrzyklus, Abb. 24) stellt eine Kombination aus vierfach durchfahrenem ECE für die Stadtfahrt und anschließendem EUDC (erweiterter europäischer Fahrzyklus) für eine Überlandfahrt dar. In 1200 Sekunden werden ca. 11 km mit einer Maximalgeschwindigkeit von 120 km/h durchfahren [11].



**Abb. 23:** Die beim Peugeot Diesel-Hybrid verwendete Antriebsstruktur [10] ähnelt der untersuchten Zweikupplungstopologie (Abb. 3, links). Obwohl nur eine Kupplung verwendet wird, dient diese doch dem Abkoppeln des VMotors.



**Abb. 24:** Geschwindigkeitsverlauf des Neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ)

|              | Fahrsim-Modell | Versuchsfahrzeug |          |
|--------------|----------------|------------------|----------|
| EU städtisch | 1,822 (D)      | 3,0 (D)          | l/100 km |
| EU insgesamt | 2,239 (D)      | 3,4 (D)          | l/100 km |

*Tab. 20: Gegenüberstellung der Werte für den Durchschnittsverbrauch des Versuchsfahrzeugs von Peugeot und des Fahrsim-Modells 000\_102\_2K\_AT*

### 5.8.3. Gegenüberstellung der Ergebnisse

Bei Gegenüberstellung der durch die Simulation erhaltenen und den realen Verbrauchswerten in Tab. 20 fällt sofort das niedrige Simulationsergebnis ins Auge. Auch wenn das Fahrsim-Modell auf einen um 9 kW stärkeren Elektromotor zurückgreifen kann, ist die Diskrepanz im Verbrauch auf die in den Kapiteln 5.7.2–5.7.4 aufgeführten Einschränkungen der Simulation zurückzuführen. Bei Miteinbeziehung derselben wird sich in Zukunft das Ergebnis für die Simulation der Realität annähern.

Der Aufpreis für die Hybridkomponenten wird sich laut Hersteller zum möglichen Serienstart des Versuchsfahrzeugs in 2010 im Bereich zwischen 2000 und 4000 Euro bewegen. Diese Preisspanne wird auch von den in Kapitel 5.3 aufgeführten Kraftstoffkosteneinsparungen eingeschlossen. Man sollte jedoch berücksichtigen, daß die Einsparungen aus der Simulation aufgrund des allgemein zu niedrigen Verbrauchs deutlich zu hoch ausfallen.



## 6. Zusammenfassung und Ausblick

In der Arbeit wurden Parallel-Hybride mit unterschiedlichen Antriebskomponenten und deren Zusammenschaltung in zwei Kupplungstopologien auf ihr Kraftstoffeinsparpotential hin untersucht. Zudem wurde der wirtschaftliche Nutzen über einen längeren Zeitraum betrachtet und damit der maximal akzeptable Aufpreis für die Hybridkomponenten bestimmt.

Zusammenfassend läßt sich erkennen, daß für Mild-Hybride mit schwachem Elektromotor das Modell mit einer Kupplung zu bevorzugen ist, da der Einspareffekt mit einer zweiten Kupplung den zu erwartenden Aufpreis in den Anschaffungskosten nicht decken wird. Für Voll-Hybride ist dieser Einspareffekt dahingegen so groß, daß ein wirtschaftlicher Anreiz zur Implementierung der zweiten Kupplung besteht. Ebenfalls ersichtlich ist, daß mit steigender Hybridisierung vom kleinen zum großen Elektromotor und von einer zu zwei Kupplungen das Kraftstoffeinsparpotential zu den optimalen Werten immer besser ausgenutzt wird. Das Erreichen der Optimalwerte durch Nutzung der optimalen Verbrauchstrajektorie wie bei seriellen Hybriden ist nur durch Nutzung eines stufenlosen Getriebes möglich. Der Einspareffekt im Kraftstoffverbrauch wird jedoch bei aktuellem Stand dieser Arbeit durch den schlechten Wirkungsgrad eines solchen Getriebes (85 % vs. 96 % [4]) wieder kompensiert.

Die Nutzung von Hochspannungsbatterien ist zu bevorzugen, da deren Lebensdauer durch den geringeren Ladungsumsatz höher sein sollte. Die Entwicklung neuer Verbrennungsmotoren, die gute Verbrauchswerte für den Teillastbetrieb liefern, ist für Hybridfahrzeuge nicht dringend notwendig, da genau dieser Bereich durch die elektrische Unterstützung umgangen wird. Aus steuerlicher Sicht macht der Fortschritt gleichbleibender Leistung bei verkleinertem Hubraum jedoch Sinn.

Dieselmotoren in Hybridfahrzeugen haben im Bereich der Wirtschaftlichkeit aufgrund der höheren Anschaffungskosten und den gesetzlichen Rahmenbedingungen deutlich das Nachsehen, obwohl im Bereich des Umweltschutzes durch einen geringeren Verbrauch weniger Treibhausgase in die Atmosphäre entweichen. Letztendlich spielen aber alle Hybridfahrzeuge, auch laut Herstellerangaben, ihre Mehrkosten erst nach sechs bis zehn Jahren ein, womit derzeit keine finanziellen Vorteile für den Autofahrer gegeben sind [16].

Für folgende Untersuchungen sollten das neue Fahrzeuglängsdynamikmodell und die noch fertigzustellende Gearhunting-Unterdrückung implementiert werden. Ebenfalls muß noch ein Modell zur Berücksichtigung von Nebenaggregaten und elektrischen Verbrauchern erstellt werden und die von den jeweiligen Motorherstellern gelieferten Wirkungsgradflächen durch eigene Messungen am realen Objekt bestätigt bzw. erneuert werden.

## A. Anhang

### A.1. Abkürzungen und Formelzeichen

#### Abkürzungen

|        |                                                                                                                                                              |
|--------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| ASG    | automatisiertes Schaltgetriebe                                                                                                                               |
| CDi    | Turbodieselmotor mit Direkteinspritzung (Common-Rail Direct Injection), auch TDi (Volkswagen) oder HDi (PSA/Peugeot)                                         |
| CIS    | Technologie von Honda zur stufenweisen Reduzierung des Motorbremsmomentes (Cylinder Idling System)                                                           |
| CVT    | stufenloses Getriebe (Continuously Variable Transmission)                                                                                                    |
| DC     | Daimler-Chrysler                                                                                                                                             |
| ECE    | Europäischer städtischer Fahrzyklus (Economic Commission of Europe)                                                                                          |
| EMotor | Elektromotor                                                                                                                                                 |
| EMS    | Energie-Management-System                                                                                                                                    |
| EUDC   | Europäischer außerstädtischer Fahrzyklus (Extra Urban Driving Cycle)                                                                                         |
| FTP    | US-Amerikanischer Fahrzyklus (Federal Test Procedure)                                                                                                        |
| HDi    | Turbodieselmotor mit Direkteinspritzung (High Pressure Direct Injection), Markenname der Firmen PSA und Peugeot, sonst auch TDi (Volkswagen) oder CDi        |
| HSG    | Handschaltgetriebe                                                                                                                                           |
| ISG    | Integrierter Starter-Generator                                                                                                                               |
| LOV    | Trajektorie, die zu gegebener Leistung den optimalen Verbrauch angibt                                                                                        |
| MVEG   | Neuer europäischer Fahrzyklus (Motor Vehicle Emission Group), auch NEFZ                                                                                      |
| NEFZ   | Neuer europäischer Fahrzyklus, auch MVEG                                                                                                                     |
| TDi    | Turbodieselmotor mit Direkteinspritzung (Turbodiesel Direct Injection), eingetragener Markenname der Firma Volkswagen, sonst auch HDi (PSA/Peugeot) oder CDi |
| UNO    | United Nations Organisation                                                                                                                                  |
| VMotor | Verbrennungsmotor                                                                                                                                            |
| SOC    | Ladezustand der Batterie (State Of Charge)                                                                                                                   |

#### Formelzeichen

|               |                           |
|---------------|---------------------------|
| $\beta_1$     | Abzinsungssummenfaktor    |
| $\eta_{Batt}$ | Wirkungsgrad der Batterie |

|                 |                                                                                                                 |
|-----------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\eta_{emot}$   | Wirkungsgrad des EMotors                                                                                        |
| $\eta_{vmot}$   | Wirkungsgrad des VMotors                                                                                        |
| $\nu$           | Faktor, der die Art von Ausgaben berücksichtigt (konstant $\nu = 0$ oder mit konstanter Zuwachsrate $\nu = 1$ ) |
| $A_k$           | jährlich wiederkehrende Ausgabe                                                                                 |
| $A_t$           | zeitversetzte Ausgabe                                                                                           |
| $B_0$           | Gesamtbarwert einer Ausgabenfolge                                                                               |
| $B_k$           | Barwert einer Zahlung $A_k$                                                                                     |
| $diff_{abs}$    | absolute Differenz zwischen tatsächlichem und optimalem Verbrauch                                               |
| $H$             | Heizwert eines Brennstoffs (früher auch unterer Heizwert $H_U$ )                                                |
| $i$             | Kalkulationszinssatz                                                                                            |
| $i_E$           | Zinssatz für Eigenkapital                                                                                       |
| $i_F$           | Zinssatz für Fremdkapital                                                                                       |
| $\dot{K}_{ges}$ | Ableitung der Kostenfunktion (Momentankosten)                                                                   |
| $k_v$           | Summe der spezifischen Kosten für die bereitgestellte Leistung                                                  |
| $k_{Batt,0}$    | Grundkosten für in der Batterie gespeicherte elektr. Energie                                                    |
| $k_{Batt}$      | spezifische Kosten für durch die Batterie bereitgestellte elektr. Energie                                       |
| $K_{ges}$       | Gesamtkosten der Energie für eine Fahrt                                                                         |
| $k_{vmot,0}$    | spezifische Grundkosten für fossilen Kraftstoff                                                                 |
| $k_{vmot}$      | spezifische Kosten für durch den VMotor bereitgestellte Energie                                                 |
| $M_{antrieb}$   | Drehmoment auf der Antriebswelle                                                                                |
| $M_{emot}$      | Drehmoment des Elektromotors                                                                                    |
| $M_{Ip}$        | Interpolationsschrittweite des Drehmoments                                                                      |
| $M_{max}$       | maximales Drehmoment                                                                                            |
| $M_{min}$       | minimales Drehmoment                                                                                            |
| $M_{opt}$       | optimales Drehmoment                                                                                            |
| $M_{tat}$       | tatsächliches Drehmoment                                                                                        |
| $M_{vmot}$      | Drehmoment des Verbrennungsmotors                                                                               |
| $N$             | Laufzeit/Nutzungsdauer                                                                                          |
| $n$             | Zeitraum zwischen Bezugszeitpunkt $t_0$ und aktuellem Zeitpunkt $t$                                             |

|               |                                                           |
|---------------|-----------------------------------------------------------|
| $n_{antrieb}$ | Drehzahl der Antriebswelle                                |
| $n_{emot}$    | Drehzahl des Elektromotors                                |
| $n_{Ip}$      | Interpolationsschrittweite der Drehzahl                   |
| $n_{max}$     | maximale Drehzahl                                         |
| $n_{min}$     | minimale Drehzahl                                         |
| $n_{opt}$     | optimale Drehzahl                                         |
| $n_{tat}$     | tatsächliche Drehzahl                                     |
| $n_{vmot}$    | Drehzahl des Verbrennungsmotors                           |
| $P_v$         | Summe der bereitgestellten Leistungen                     |
| $P_{emot}$    | Leistungsabgabe des EMotors                               |
| $P_{vmot}$    | Leistungsabgabe des VMotors                               |
| $q$           | Verzinsungsfaktor                                         |
| $q^*$         | jährliche Inflationsrate und Verzinsung zusammengefaßt    |
| $R_N$         | wirtschaftlicher Restwert nach Ablauf von $N$             |
| $t$           | Zeitpunkte von Zahlungen                                  |
| $T_0$         | Intervalllänge der äquidistanten Zeitpunkte von Zahlungen |
| $t_0$         | Bezugszeitpunkt                                           |
| $v$           | Kapitalverhältnis von Fremd- zu Eigenkapital              |
| $vbr_{opt}$   | optimaler Verbrauch                                       |
| $vbr_{tat}$   | tatsächlicher Verbrauch                                   |
| $z$           | Inflationsrate                                            |

## A.2. Startwerte der spezifischen Batteriegrundkosten

| Modell                               | k_Batt,0 | Verbrauch simuliert |        |         | Verbrauch optimal |        |         | Ladungsumsatz [Ah] |        |       | SOC [%] |      |
|--------------------------------------|----------|---------------------|--------|---------|-------------------|--------|---------|--------------------|--------|-------|---------|------|
|                                      |          | g                   | g/h    | l/100km | g                 | g/h    | l/100km | Entladen           | gesamt | Laden | min     | max  |
| 000_100 1K MAN<br>AT<br>2K MAN<br>AT | 1,83     | 477,3               | 916,8  | 3,217   | 420,4             | 807,6  | 2,834   | 5,585              | 11,820 | 6,236 | 76,3    | 80,7 |
|                                      | 1,85     | 437,9               | 841,1  | 2,951   | 410,9             | 789,3  | 2,770   | 6,080              | 12,830 | 6,750 | 78,1    | 81,1 |
|                                      | 2,10     | 441,7               | 848,4  | 2,977   | 389,0             | 747,2  | 2,622   | 7,251              | 15,630 | 8,381 | 77,7    | 81,5 |
|                                      | 1,73     | 412,5               | 792,3  | 2,780   | 386,7             | 742,7  | 2,606   | 7,185              | 15,470 | 8,283 | 76,5    | 80,9 |
| 000_102 1K MAN<br>AT<br>2K MAN<br>AT | 2,00     | 407,7               | 783,1  | 2,748   | 367,1             | 705,0  | 2,474   | 3,658              | 7,721  | 4,063 | 75,8    | 82,4 |
|                                      | 2,95     | 374,7               | 719,7  | 2,525   | 353,5             | 678,9  | 2,382   | 3,892              | 8,207  | 4,315 | 76,7    | 88,7 |
|                                      | 1,53     | 327,4               | 628,8  | 2,207   | 298,5             | 573,3  | 2,012   | 5,437              | 11,570 | 6,133 | 65,2    | 80,8 |
|                                      | 1,95     | 279,0               | 535,9  | 1,881   | 267,4             | 513,5  | 1,802   | 6,517              | 13,840 | 7,319 | 68,1    | 84,3 |
| 001_100 1K MAN<br>AT<br>2K MAN<br>AT | 3,10     | -                   | -      | -       | -                 | -      | -       | -                  | -      | -     | -       | -    |
|                                      | 2,46     | 537,9               | 1033,2 | 3,625   | 522,2             | 1003,0 | 3,520   | 6,046              | 12,770 | 6,723 | 77,3    | 81,0 |
|                                      | 3,15     | -                   | -      | -       | -                 | -      | -       | -                  | -      | -     | -       | -    |
|                                      | 2,33     | 514,4               | 988,0  | 3,467   | 500,5             | 961,4  | 3,374   | 6,380              | 13,760 | 7,376 | 76,8    | 81,3 |
| 001_102 1K MAN<br>AT<br>2K MAN<br>AT | 2,50     | 476,9               | 916,0  | 3,214   | 453,1             | 870,3  | 3,054   | 3,650              | 7,707  | 4,057 | 74,2    | 81,4 |
|                                      | 1,97     | 454,0               | 872,0  | 3,060   | 444,4             | 853,6  | 2,995   | 3,857              | 8,142  | 4,285 | 72,9    | 81,2 |
|                                      | 2,44     | 387,8               | 744,9  | 2,614   | 373,5             | 717,3  | 2,517   | 5,491              | 11,610 | 6,119 | 71,9    | 82,2 |
|                                      | 2,73     | 327,5               | 629,0  | 2,207   | 321,9             | 618,3  | 2,170   | 7,134              | 15,040 | 7,907 | 72,1    | 90,0 |
| 002_100 1K MAN<br>AT<br>2K MAN<br>AT | 1,82     | 470,6               | 903,9  | 3,172   | 443,7             | 852,2  | 2,991   | 5,203              | 10,990 | 5,788 | 77,0    | 80,6 |
|                                      | 1,77     | 448,1               | 860,7  | 3,020   | 436,7             | 838,8  | 2,944   | 6,041              | 12,760 | 6,717 | 78,4    | 81,3 |
|                                      | 2,03     | 436,7               | 838,8  | 2,943   | 414,4             | 795,9  | 2,793   | 7,086              | 15,280 | 8,195 | 77,6    | 81,6 |
|                                      | 1,50     | 424,1               | 814,6  | 2,858   | 413,4             | 794,0  | 2,786   | 7,132              | 15,380 | 8,248 | 75,1    | 81,0 |
| 002_102 1K MAN<br>AT<br>2K MAN<br>AT | 1,82     | 405,4               | 778,7  | 2,732   | 388,0             | 745,3  | 2,615   | 3,639              | 7,691  | 4,053 | 76,1    | 81,8 |
|                                      | 2,46     | 386,4               | 742,2  | 2,604   | 377,0             | 724,1  | 2,541   | 3,855              | 8,140  | 4,285 | 76,8    | 85,6 |
|                                      | 2,19     | 327,8               | 629,6  | 2,209   | 317,6             | 610,0  | 2,141   | 5,460              | 11,580 | 6,119 | 72,7    | 86,1 |
|                                      | 2,43     | 295,8               | 568,1  | 1,994   | 289,7             | 556,3  | 1,952   | 6,487              | 13,750 | 7,268 | 72,4    | 92,0 |

**000:** Audi-TDi, **001:** Citon-Ottomotor, **002:** Daimler-Chrysler CDi, **100:** Siemens ISG, **102:** Sachs Motor-Generator,  
**1K:** Einkupplungs-Regler, **2K:** Zweikupplungs-Regler, **MAN:** feste Gangvorgabe, **AT:** Automatische Gangwahl,  
**SOC:** Batterieladezustand, **k<sub>Batt,0</sub>:** Startwert der spezifischen Batteriegrundkosten

Abb. 25: Ermittelte Werte für  $k_{Batt,0}$  auf dem FTP75-Zyklus und ermittelte Werte für Verbrauch, Ladungsumsatz und Ladezustand

## A.3. Programmoberfläche der Auswerte-Tools

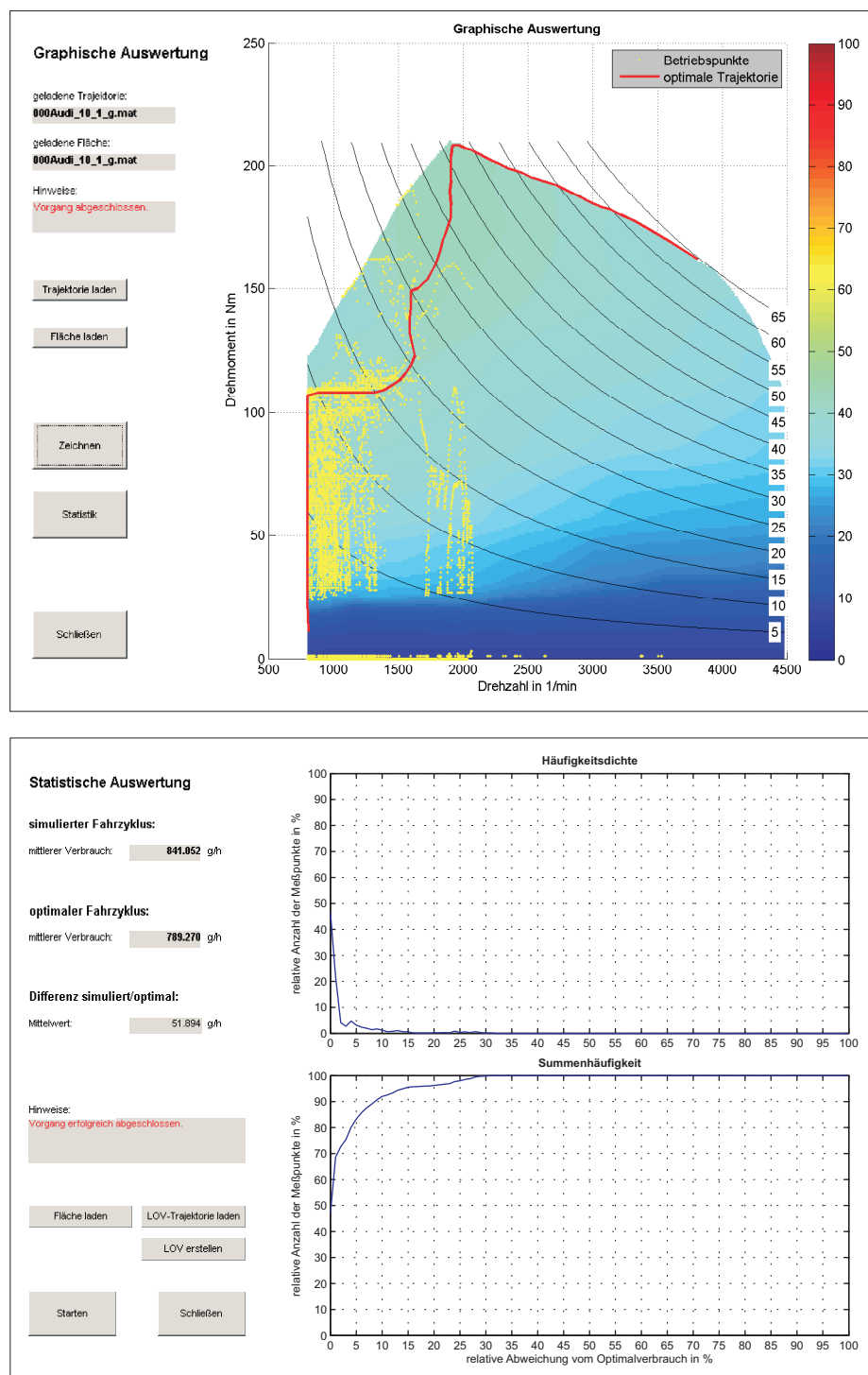
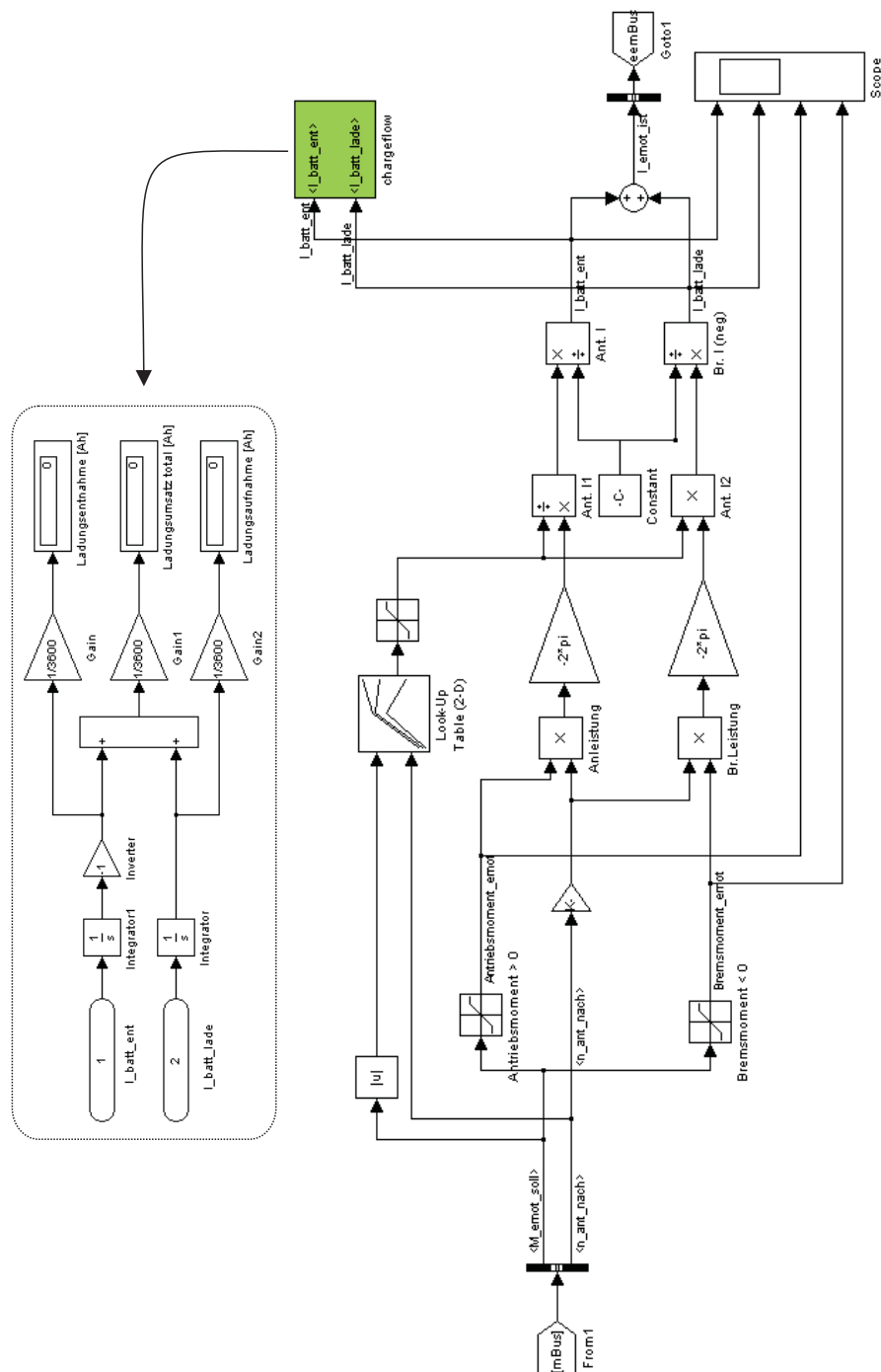


Abb. 26: Programmoberflächen der Grafischen Auswertung (Betriebspunkte\_gui) und der Statistischen Auswertung (statistik\_gui). Die Programm-Quelltexte befinden sich auf der angehängten CD.

## A.4. Zähler für geflossene Ladungsmengen

Abb. 27: Im Block `E_stat_Wirk_Strom`: Bestimmung der geflossenen Ladungsmengen

## A.5. Zähler für Gangwechsel

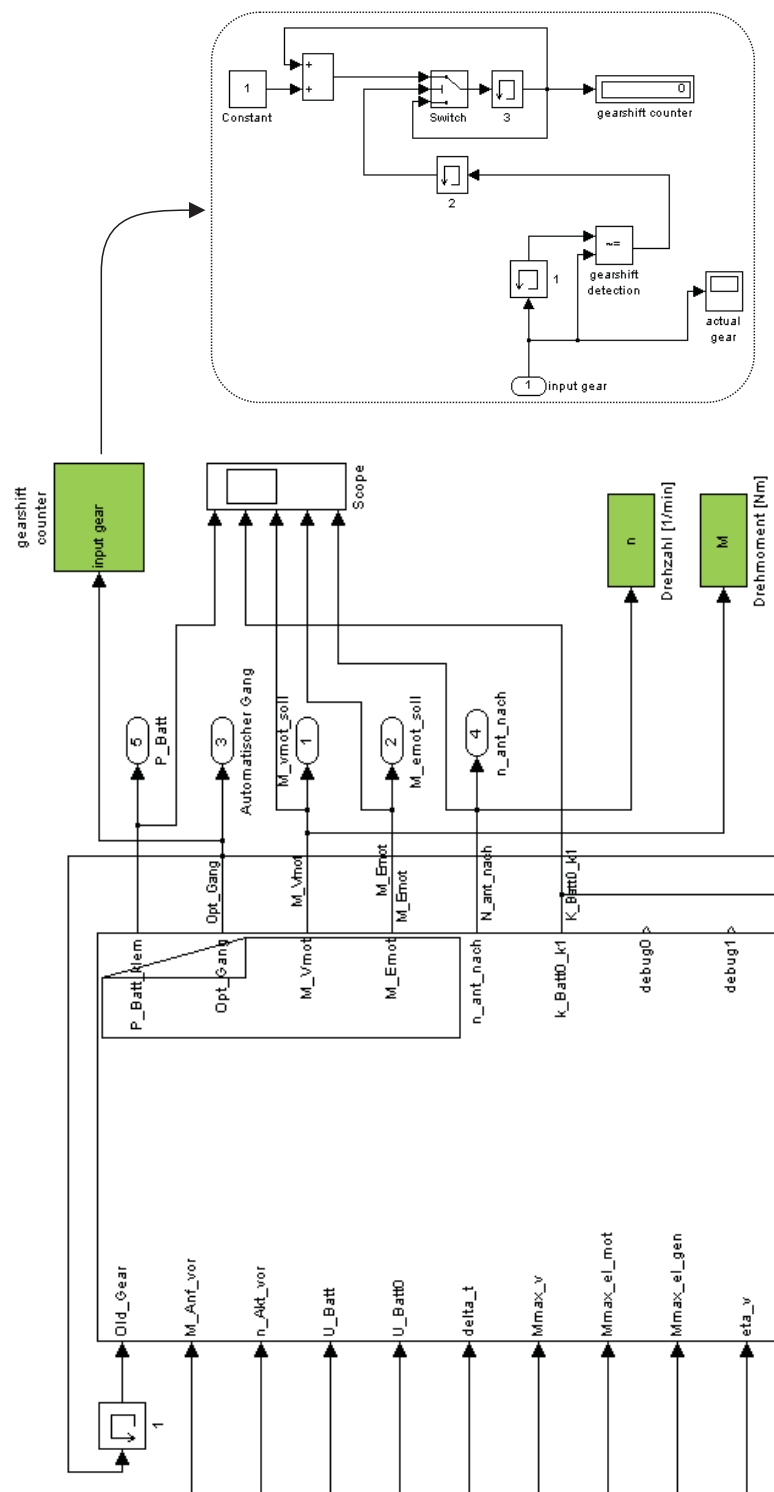


Abb. 28: Im Reglerblock: Bestimmung der Anzahl der Gangwechsel und Speicherung von Drehzahl und Drehmoment auf dem Workspace für die Auswerte-Tools



---

## Literatur

- [1] ATSUSHI, I.; HIROHISA, O.: *Development of the Motor Assist System for the Hybrid Automobile - The Civic Hybrid - Convergence 2002: Transportation Electronics = Process + Business + Technology*. 21.–23. Oktober 2002. SAE Paper 2002-21-0034. (Konferenzbericht).
- [2] BADY, R.; RENNER, CH.; AMSEL, CH.: *INMOVE – Konzept eines autarken parallelen Hybridantriebs* - 3. EUROFORUM-Fachkonferenz für die Automobilindustrie. München-Freising, 21./22. März 2001. (Konferenzbericht).
- [3] BLUMENRÖDER, K.; BUSCHMANN, G.; ESSEN, C. VON; MEHLER, O. C.; VOSS, B.: *Der Hybridantrieb - eine Technikoffensive*. In: *Motorteknische Zeitschrift, Sonderausgabe 10/2005*: S. 27–29.
- [4] BÖCKER, J.: *Antriebe für umweltfreundliche Fahrzeuge*. Skript zur gleichnamigen Vorlesung. Universität Paderborn, 2006. (Stand 17.01.2006).
- [5] DIGESER, S.; ERDMANN, M.; GULDE, F-P.; MÜHLEISEN, T.; SCHOMMERS, J.; TATZEL, R.: *Der neue Dreizylinder-Dieselmotor von Mercedes-Benz für Smart und Mitsubishi*. In: *Motorteknische Zeitschrift* 66 (2005) 1: S. 6–12.
- [6] HAUCK, B.: *Elektronische Überwachungs- und Steuergeräte zum Erhalt der aktuellen Qualität vielzelliger elektrochemischer Speichersysteme*. Habilitationsschrift Universität Kaiserslautern, 2002.
- [7] EGGERT, E.; LINK, M.; NASDAL, R.; VOSS, B.: *Möglichkeiten und Grenzen des automatisierten Schalgetriebes in Serienfahrzeugen*. IAV GmbH Berlin, 2001.
- [8] HAUBRICH, H.-J.: *Elektrische Energieversorgungssysteme - Technische und wirtschaftliche Zusammenhänge*. 3. Aufl. Aachen: Verlag Mainz, 1996. ISBN 3-89653-188-3.
- [9] HUPPERTZ, H.: *KFZ-Technik: Wissenswertes, Simulation, Fragen, Aufgaben*. Im Internet: [www.kfz-tech.de/Dieselskraftstoff.htm](http://www.kfz-tech.de/Dieselskraftstoff.htm), [www.kfz-tech.de/Benzin.htm](http://www.kfz-tech.de/Benzin.htm). (Letzte Verifizierung am 16.03.2006).
- [10] KOERDT, V.: *Diesel-Allianz: Peugeot 307 und Citroën C4 Hybrid HDI*. In: *Auto Zeitung* (2006) 4: S. 3, S. 104–106.
- [11] KÖRNER, CH.: *Wirkungsgradoptimiertes Offline- und Online-Energiemanagement bei einem seriellen Hybridantrieb*. Dissertation Universität Ulm, 2001.
- [12] PREISSING, M. M.: *Detaillierte Kräftemodellierung für Fahrzeuglängsdynamiksimulation*. Diplomarbeit Universität Ulm, 2006.
- [13] SOBOLL, S.; FREY, T.: *Veränderungen, Ergänzungen und Anleitung zur Benutzung des Programmes „FahrSim“ als Teil der Diplomarbeit „Verarbeitung von Testzyklen für Kraftfahrzeuge und Verarbeitung von Drehzahl-Drehmoment-Diagrammen“ von Mark Eifert*, S. 22f. Universität Ulm, 2004.
- [14] STIEGELER, M.; ROHR, S.; KABZA, H.: *Basic Gear Shifting Method for Automatic Gear Box in Mild-Hybrid Vehicles Using Cost Functions*. Universität Ulm, 2005.

- [15] WINTERHAGEN, J.: *Technik verständlich: Was ist ein milder Hybridantrieb?* Siemens VDO Schwalbach, 2002. Pressebericht vom 14.06.2002, im Internet (zuletzt überprüft am 16.03.2006): [www.siemensvdo.de/press/releases/powertrain/2002/SV+200206.007+d.htm](http://www.siemensvdo.de/press/releases/powertrain/2002/SV+200206.007+d.htm).
- [16] *Energie zurückgewinnen mit Hybridtechnik*. In: VDI nachrichten (Düsseldorf) Nr. 9 vom 3. März 2006, S. 8.
- [17] *Homepage der Firma OPTIMA Batteries*: [www.optimabatteries.com](http://www.optimabatteries.com). (Letzte Verifizierung am 16.03.2006).
- [18] *Hybridfahrzeug: Die Definition der UNO*. Toyota Motor Corporation. Im Internet abrufbar: [www.hybridsynergydrive.com/de/un\\_definition.html](http://www.hybridsynergydrive.com/de/un_definition.html). (Letzte Verifizierung am 16.03.2006).
- [19] *Kraftfahrzeugsteuer: Schadstoff-„Schlüsselnummern“/Steuersätze*. Allgemeiner Deutscher Automobil-Club e.V., 2003. Im Internet als PDF-Datei (zuletzt überprüft am 16.03.2006): [www.adac.de/images/Kfzsteuer\\_Schl%C3%BCsselnummer\\_21859\\_tcm8-110474.pdf](http://www.adac.de/images/Kfzsteuer_Schl%C3%BCsselnummer_21859_tcm8-110474.pdf).
- [20] *Vorteile: Ein herausragendes Antriebssystem hinsichtlich Kraftstoffverbrauch, Fahrleistung, Geräuschniveau und Emissionswerten*. Toyota Motor Corporation. Im Internet abrufbar: [www.hybridsynergydrive.com/de/benefits.html](http://www.hybridsynergydrive.com/de/benefits.html). (Letzte Verifizierung am 16.03.2006).

