



Thomas Rohrmoser, BSc

Analytische Untersuchung der Einflüsse des Fahrstils auf Emissionen und Entwicklung einer Bewertungsmethode

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades
Diplom-Ingenieur
Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der
Technischen Universität Graz

Betreuer

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Stefan Hausberger
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Zweitbetreuer

Dipl.-Ing. BSc Martin Opetnik
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Graz, Mai 2021



Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichelseder

Vorwort

Durch meine Tätigkeit als studentischer Mitarbeiter in der AVL List GmbH kam ich erstmals intensiver mit verschiedenen Themen rund um Pkw-Emissionen in Berührung. Dort wurde mir bewusst, wie wichtig das Verständnis der grundlegenden physikalischen Zusammenhänge rund um Fahrwiderstände ist, um zu verstehen, wie sich der Kraftstoffverbrauch und Schadstoffausstoß von Kraftfahrzeugen beeinflussen lässt. In meiner Diplomarbeit wollte ich daher dieses Verständnis vertiefen und entsprechend anwenden, um Möglichkeiten aufzuzeigen, den Individualverkehr unabhängig von neuen Antriebstechnologien effizienter und sauberer zu gestalten.

Zunächst möchte ich daher Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Stefan Hausberger danken, der mir ermöglicht hat, diese Arbeit am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik zu verfassen. Seine Unterstützung und Wertschätzung waren sehr wertvoll für mich.

Ebenso wichtig war die exzellente und intensive Betreuung durch Herrn Dipl.-Ing. Martin Opetnik. Er hatte stets ein offenes Ohr für meine Anliegen und half mir in wesentlichen Punkten weiter. Dafür möchte ich mich herzlich bedanken. Auch Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Claus Uwe Matzer gilt mein besonderer Dank, da ich ihn bei größeren und kleineren Fragen immer aufsuchen und er mir stets weiterhelfen konnte.

Des Weiteren möchte ich mich bei allen weiteren Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Fachbereichs Emissionen bedanken, die mir weitergeholfen haben. Die positive und freundliche Atmosphäre unter den Kollegen habe ich sehr geschätzt.

Mein abschließender Dank gilt meiner Familie, die mich während meines ganzen Studiums unterstützt hat. Insbesondere möchte ich meinen Eltern danken, welche mir die Privilegien geschaffen haben, die es mir ermöglichten, mein Studium mit dieser Arbeit abzuschließen.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources and that I have explicitly indicated all material, which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Unterschrift

Ort, Datum

Zusammenfassung

Es ist unstrittig, dass der Fahrstil Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch und auf die Schadstoffemissionen von Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor hat. Unter dem Fahrstil versteht man das Beschleunigungs- bzw. Bremsverhalten, die Wahl der Geschwindigkeit, sowie, bei Fahrzeugen mit manuellem Getriebe, das Schaltverhalten. Verschiedene vermeintliche Spritspartipps gehören zum Basiswissen jedes Autofahrers und werden bereits in der Fahrschule vermittelt. Dazu zählen beispielsweise die Aufforderung sanft zu beschleunigen, oder so früh wie möglich in den nächsthöheren Gang zu wechseln. Der Einfluss des Fahrstils auf die Emissionen von Schadstoffen, insbesondere von Stickoxiden (NO_x), ist hingegen weniger bekannt.

In dieser Arbeit wurde versucht, den Einfluss von Fahrstil auf CO_2 - bzw. NO_x -Emissionen darzustellen. Ausgehend von den physikalischen Grundlagen wurden mittels eines möglichst analytischen Ansatzes zunächst die wichtigsten Zusammenhänge ermittelt. In weiterer Folge wurden einfache Simulationen, sowie ein kurzes Messprogramm durchgeführt. Durch diese Vorgehensweise konnten spezifische Fahrregeln ermittelt werden, die dabei helfen, durch Änderung des Beschleunigungsverhaltens und angepasste Wahl der Geschwindigkeit den Ausstoß von Stickoxiden zu verringern und insbesondere den Kraftstoffverbrauch signifikant zu senken. Es konnte gezeigt werden, dass es für einen effizienteren Fahrstil wichtig ist zu wissen, bei welcher Geschwindigkeit der CO_2 -Ausstoß pro Kilometer minimal ist. Diese optimale Geschwindigkeit ergibt sich aus den gefundenen Zusammenhängen und Simulationen in Abhängigkeit der Fahrwiderstände. Es wurde eine Methode entwickelt, mit der sich die optimale Geschwindigkeit einfacher bestimmen lässt, sodass keine Simulationen durchgeführt werden müssen. Außerdem wurde eine Bewertungsmethode vorgestellt, durch welche sich, besser als mit anderen Bewertungsgrößen, feststellen lässt, ob es dem Fahrer gelungen ist einen effizienten Fahrstil umzusetzen. Des Weiteren wurde auf die Potentiale eingegangen, die sich durch verbrauchergesteuerte Emissionssimulation von alltäglichen Fahrten ergeben. Mit solchen nachträglichen Auswertungen können dem Fahrer die Auswirkungen von optimalen Schaltverhalten und leistungsreduziertem Beschleunigen auf die CO_2 - und Schadstoffemissionen verdeutlicht, sowie die Entwicklung seines Bremsverhaltens dargestellt werden.

Durch die in dieser Arbeit entwickelten Regeln und diskutierten Methoden ist es möglich, Autofahrern die Auswirkungen verschiedener Aspekte ihres Fahrverhaltens zu verdeutlichen und aufzuzeigen, wie dieses Verhalten geändert werden kann. Dadurch kann ein Selbstlernprozess in Gang gesetzt werden, der dabei hilft, ein Gefühl für einen effizienten und sauberen Fahrstil zu entwickeln. Die gefundenen Zusammenhänge basieren dabei größtenteils auf den Fahrwiderständen und den zugehörigen Gleichungen der Fahrzeuglängsdynamik und sind somit universell auf verschiedene Antriebstechnologien, wie beispielsweise Elektrofahrzeuge mit Batterie oder Brennstoffzelle, anwendbar.

Abstract

It is indisputable, that the driving style has an influence on the fuel consumption and pollutant emissions of vehicles with combustion engines. Driving style is generally understood as acceleration- and breaking behaviour, choice of speed, as well as shifting behaviour for vehicles with manual transmissions. Miscellaneous fuel economy tips are part of every driver's basic knowledge and are already taught in driving schools. This includes for example the request to accelerate smoothly or to change to a higher gear as soon as possible. On the contrary, the influence of the driving style on the emissions of pollutants, especially nitrogen oxides (NO_x), is less known.

This thesis attempted to outline the influence of driving style on the emissions of CO_2 and NO_x . Starting out from the basic physical principles, first the most important relations were determined, using an ideally analytical approach. Subsequently simple simulations and a brief measurement program were conducted. With this method specific driving rules could be established, which, by changing the acceleration behaviour and adjusting the choice of speed, helped to reduce the emissions of nitrogen oxides and especially lower the fuel consumption significantly. It could be shown, that, in order to adapt an efficient driving style, it is important to know, at which speed the emissions of CO_2 per kilometre is minimal. This optimal speed is the result of the found relations and simulations and depends on the driving resistances. A method was developed, which provides a simpler way of determining the optimal speed and makes it unnecessary to conduct any simulations. Furthermore, an evaluation method was established, which helps detect, better than with other evaluation criteria, if the driver succeeded in adapting an efficient driving style. In addition, the potentials arising from a consumer-controlled emission simulation of daily trips were addressed. Subsequent analyses like these help with illustrating the effects of ideal shifting and low power acceleration on the emissions of CO_2 and pollutants, as well as the development of the breaking behaviour.

With the rules established and methods discussed in this thesis it is possible, to demonstrate drivers the effects of different aspects of their driving behaviour and to show how this behaviour can be adjusted. As a result, a self-learning process can be initiated, in order to establish a sense for an efficient and clean driving style. The correlations found are based mainly on the driving resistances and the corresponding equations of vehicle longitudinal dynamics and are therefore universally applicable to different propulsion technologies, for example to battery or fuel cell electric vehicles.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	iii
Eidesstattliche Erklärung.....	v
Zusammenfassung.....	vii
Abstract.....	ix
Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen	xiii
1 Einleitung.....	1
2 Theoretische Grundlagen.....	5
2.1 Fahrwiderstände und Leistungsbedarf	5
2.1.1 Rollwiderstand.....	6
2.1.2 Luftwiderstand.....	8
2.1.3 Beschleunigungswiderstand	9
2.1.4 Steigungswiderstand.....	11
2.1.5 Reibungsverluste.....	12
2.1.6 Nebenverbraucherleistung.....	12
2.2 Emissionssimulation – PHEM	14
3 Literaturübersicht	17
3.1 Bewertung der Kraftstoffeffizienz mittels Fuzzylogik	17
3.2 Der Ruck als Bewertungsgröße.....	20
3.3 Einfluss von allgemeinen Fahrhinweisen auf Emissionen.....	22
3.4 Einfluss von spezifischen Fahrhinweisen auf Emissionen	24
4 Analytische und simulative Untersuchung	31
4.1 Analytische Betrachtungen und theoretische Fahrregeln.....	31
4.2 Simulation und Auswertung einfacher Geschwindigkeitsprofile	36
4.3 Diskussion und Ableitung praktischer Fahrregeln.....	41
4.4 Schaltstrategie („Effshift“-Modell).....	43
5 Messtechnische Untersuchung und Bewertung	45
5.1 Messprogramm.....	45
5.1.1 Fahrzeuge, Fahrstile und Route	45
5.1.2 Bestimmung der optimalen Geschwindigkeit minimaler CO ₂ -Emissionen	46
5.2 Ergebnisse des Messprogramms	47
6 Überprüfung der Umsetzung eines emissionsarmen Fahrstils	51
6.1 Bewertung des Fahrverhaltens	51
6.2 Vereinfachte Methode zur Bestimmung der optimalen Geschwindigkeit.....	58
6.3 Potentiale der Nachsimulation aufgezeichneter Fahrten.....	62
7 Schlussfolgerungen und Ausblick.....	67
Abbildungsverzeichnis	I
Tabellenverzeichnis	V
Literaturverzeichnis.....	VII

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

a	m/s^2	Beschleunigung
A	m^2	Stirnfläche Fahrzeug
a_l	–	Gewichtungsfaktor Luftwiderstand
a_{Neb}	–	Gewichtungsfaktor Nebenverbraucherleistung
a_{opt}	m/s^2	Beschleunigung bei $P_{e,\text{Best}}$
a_r	–	Gewichtungsfaktor Rollwiderstand
c_w	–	Luftwiderstandsbeiwert
d	m	Distanz, Strecke
$e_{\text{Ausgl}}(n, P_e)$	–	gewichteter Kennfeldwert im Rasterpunkt (n, P_e)
$e_{\text{CO}_2}(n, P_e)$	g/kWh	CO ₂ -Emissionen im Rasterpunkt (n, P_e)
$e_{\text{CO}_2,\text{max}}$	g/kWh	maximale CO ₂ -Emissionen im Kennfeld
$e_{\text{NO}_x}(n, P_e)$	g/kWh	NO _x -Emissionen im Rasterpunkt (n, P_e)
$e_{\text{NO}_x,\text{max}}$	g/kWh	maximale NO _x -Emissionen im Kennfeld
F	N	Kraft
F_g	N	Gewichtskraft
f_l	m^2	Luftwiderstandskoeffizient
f_{r0}	–	konstanter Rollwiderstandskoeffizient
f_{r1}	s/m	Rollwiderstandskoeffizient 1. Ordnung
f_{Reib}	Ws/m	Reibungskoeffizient
F_{rot}	N	rotatorischer Anteil des Beschleunigungswiderstands
F_{trans}	N	translatorischer Anteil des Beschleunigungswiderstands
F_Z	N	Radlast
i_A	–	Übersetzung Achsgetriebe
I_G	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	Massenträgheitsmoment Getriebe
$i_{G,i}$	–	Übersetzung Getriebe im Gang i
I_M	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	Massenträgheitsmoment Motor
I_R	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	Massenträgheitsmoment Räder
$I_{\text{red},i}$	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	Massenträgheitsmoment Antriebsstrang reduziert auf Räder im Gang i
j	m/s^3	Ruck
m_{Fzg}	kg	Masse Fahrzeug
m_{Leer}	kg	Leermasse inkl. Kraftstoff, Flüssigkeiten und Fahrer
m_{rot}	kg	rotatorische Masse
m_{Zu}	kg	Zuladung
n	min^{-1}	Motordrehzahl
n_{Leer}	min^{-1}	Leerlaufdrehzahl
n_{Nenn}	min^{-1}	Nenn Drehzahl
n_{norm}	–	Motordrehzahl, normiert
p	%	Fahrbahnsteigung
p	–	Signifikanzwert
P	$(\text{k})\text{W}$	Leistung
P_a	$(\text{k})\text{W}$	Leistungsbedarf durch Beschleunigungswiderstand
P_e	$(\text{k})\text{W}$	effektive Motorleistung
$P_{e,\text{Best}}$	$(\text{k})\text{W}$	effektive Motorleistung im Bestpunkt
$P_{e,\text{norm}}$	–	effektive Motorleistung, normiert

P_L	(k)W	Leistungsbedarf durch Luftwiderstand
P_{Neb}	(k)W	Leistungsbedarf durch Nebenaggregate
P_{Nenn}	(k)W	Nennleistung
P_R	(k)W	Leistungsbedarf durch Rollwiderstand
P_{Reib}	(k)W	Leistungsbedarf durch Reibungsverluste im Antriebsstrang
P_{Steig}	(k)W	Leistungsbedarf durch Steigungswiderstand
r	–	Korrelationskoeffizient
r^2	–	Bestimmtheitsmaß, Quadrat des Korrelationskoeffizienten
r_{dyn}	m	dynamischer Rollradius
SQR	km ² /h ²	Summe der Residuenquadrate
t	s	Zeit
v	m/s, km/h	Geschwindigkeit
va	m ² /s ³	Produkt aus Geschwindigkeit und Beschleunigung
v_{opt}	km/h	optimale Geschwindigkeit, konstante Geschwindigkeit minimaler CO ₂ -Emissionen
w	Wh/km	spezifische Arbeit
w_{CO_2}	–	Gewichtungsfaktor CO ₂
w_e	Wh/km	spezifische effektive Motorarbeit
w_{NO_x}	–	Gewichtungsfaktor NO _x
W	[%]	Anteil positiver Messpunkte innerhalb von Bewertungsflächen 1 und 2

Konstanten

$g = 9,81$	m/s ²	Erdbeschleunigung
$p_0 = 1,01325$	bar	Standarddruck
$\rho_L = 1,2$	kg/m ³	Luftdichte

Griechische Formelzeichen

α	°	Steigungswinkel der Fahrbahn
α_R	1/s ²	Drehbeschleunigung Rad

Operatoren und Bezeichnungen

d	vollständiges Differential
Σ	Summe
Δ	Differenz zweier Größen
$\bar{\quad}$	arithmetischer Mittelwert

Weitere Indizes und Abkürzungen

ABS	Antiblockiersystem
Ausgl	Ausgleich
CAN	Controller Area Network
CNG	Compressed Natural Gas
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
dyn	dynamisch
ESP	Elektronische Stabilitätsprogramm

Fzg	Fahrzeug
HBEFA	Handbuch für Emissionsfaktoren
HC	Kohlenwasserstoffe
Int	Interpolation
IVT	Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
korr	korrigiert
LNF	Leichtes Nutzfahrzeug
max	maximal
min	minimal
Neb	Neben
neg	negativ
norm	normiert
NO _x	Stickoxide
opt	optimal
PEMS	Portable Emissions Measurement System
PHEM	Passenger car and Heavy duty Emission Model
Pkw	Personenkraftwagen
PM	Partikelmasse
PN	Partikelanzahl
pos	positiv
RDE	Real Driving Emissions
red	reduziert
Reg	Regression
Reib	Reibung
rot	rotatorisch
SCR	Selective Catalytic Reduction
SNF	Schweres Nutzfahrzeug
Steig	Steigung
trans	translatorisch
WLTP	Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure
Zu	Zuladung

1 Einleitung

Um die globale Erderwärmung auf unter 2 °C gegenüber vorindustriellen Werten zu begrenzen, wie es das Übereinkommen von Paris aus dem Jahr 2015 vorsieht, ist unter anderem ein drastischer Umbau des Verkehrssektors notwendig. Hier steht, neben der grundsätzlichen Verringerung des motorisierten Individualverkehrs, die Abkehr vom Verbrennungsmotor im Fokus der öffentlichen Debatte. Der Wechsel zu klimaneutralen Antriebstechnologien, wie batterieelektrischen oder Brennstoffzellenfahrzeugen, erscheint als wirkungsvolle Maßnahme um den Ausstoß an klimaschädlichen Kohlenstoffdioxid (CO₂) zu reduzieren. Auch die spätestens seit dem Skandal um manipulierte Software in Dieselmotoren wieder verstärkt geäußerten Forderungen nach Reduktion des Schadstoffausstoßes, insbesondere von Stickoxiden (NO_x) verursacht durch Verbrennungsmotoren, können durch neue Antriebe adressiert werden. Aber auch schon die möglichst schnelle Verbreitung von Fahrzeugen, welche die aktuellen Abgasnormen erfüllen, wird als wirkungsvolle Maßnahme angesehen, um die Luftgüte in Städten zu verbessern. Im Zentrum der öffentlichen Debatte steht damit der möglichst rasche Umbau der gesamten Fahrzeugflotte hin zu Fahrzeugen mit modernen, effizienten und sauberen Verbrennungsmotoren, oder alternativen Antrieben, die im Betrieb klimaneutral und schadstofffrei arbeiten. Es wird oft korrekterweise angeführt, dass Elektroautos klimaverträglicher seien als Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor (siehe Abbildung 1-1). Dabei werden Einsparpotentiale, die mit bereits vorhandenen Fahrzeugen möglich sind, außer Acht gelassen. Bei der Fahrzeugherstellung entstehen, je nach Antriebstechnologie, erhebliche Treibhausgasemissionen von 10 bis 17 Tonnen CO₂-Äquivalent für ein Fahrzeug der Kompaktklasse [1]. Möglichkeiten zur Steigerung der Effizienz der bestehenden Fahrzeugflotte sollten daher genauer betrachtet werden.

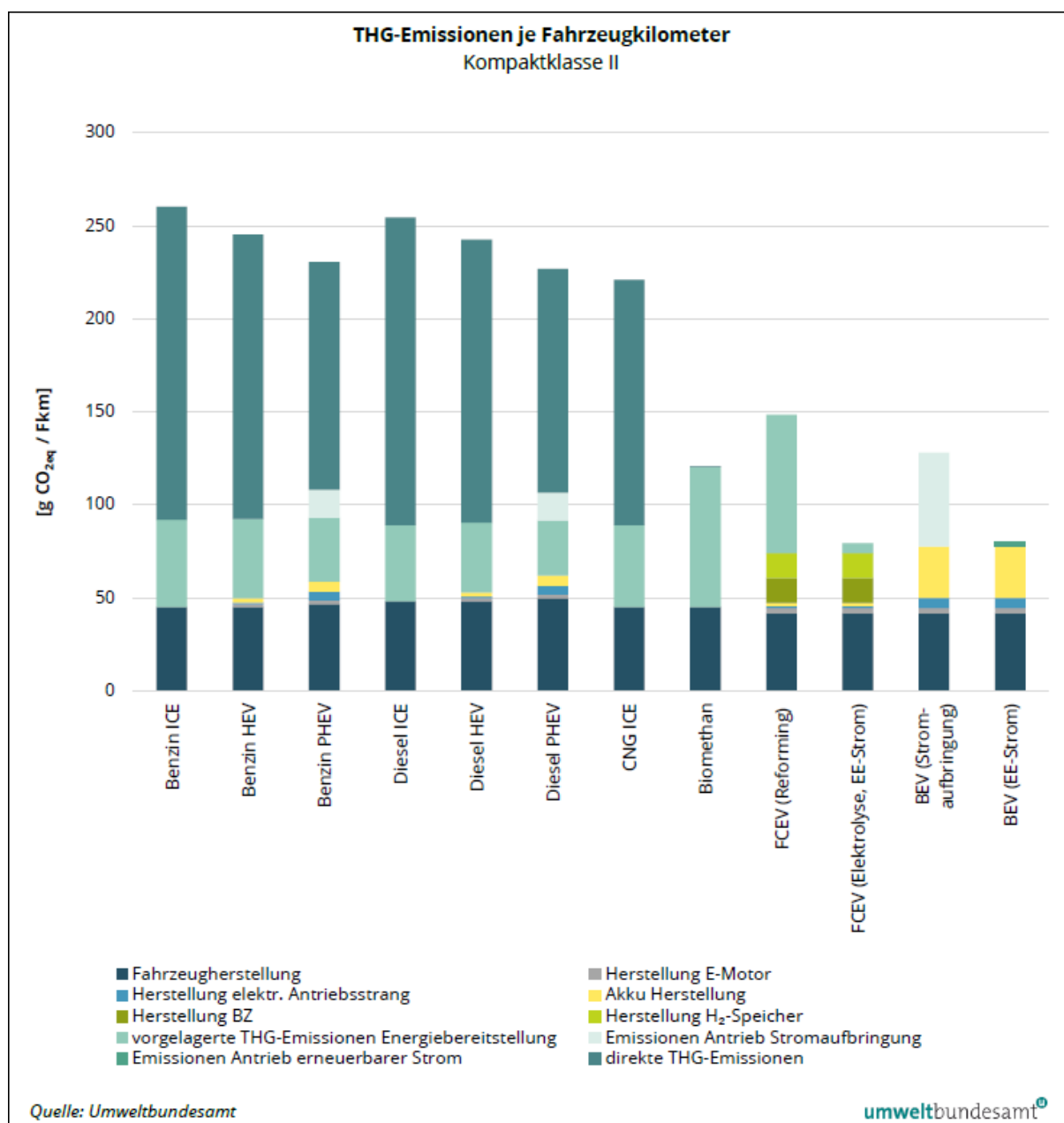


Abbildung 1-1: Treibhausgasemissionen je Fahrzeugkilometer in der Kompaktklasse für verschiedene Antriebstechnologien [1]

Im Rahmen dieser Masterarbeit soll der Einfluss des Fahrstils auf die CO₂- und NO_x-Emissionen ermittelt werden. Unter Fahrstil versteht man im Allgemeinen das Beschleunigungs- bzw. Bremsverhalten und die Wahl der Geschwindigkeit. Bei Fahrzeugen mit manuellem Getriebe ist auch das Schaltverhalten zu berücksichtigen. Da ein Zusammenhang zwischen Fahrverhalten und Kraftstoffverbrauch besteht, steht außer Frage und ist jedem Autofahrer bewusst. Bereits in der Fahrschule werden grundlegende Ratschläge für einen effizienteren Fahrstil erteilt. Die genauen Zusammenhänge, insbesondere im Hinblick auf die Schadstoffemissionen, sind jedoch wenig bekannt. Daher sollen die jeweiligen Beziehungen in dieser Arbeit genau untersucht werden.

Zunächst wird dabei auf die theoretischen Grundlagen eingegangen. Diese betreffen vor allem die physikalischen Ursachen der unterschiedlichen Fahrwiderstände, welche den an den Motor gestellten Leistungsbedarf bewirken. Außerdem wird auf das Thema Emissionssimulation eingegangen. In einer kurzen Literaturübersicht werden exemplarische Arbeiten und Studien

vorge stellt, welche sich mit der Bewertung von Fahrverhalten und dem Einfluss von verschiedener Fahrhinweisen beschäftigen. Den Hauptteil der vorliegenden Arbeit bildet, aufbauend auf den physikalischen Grundlagen, die analytische Untersuchung der Zusammenhänge zwischen diversen Aspekten des Fahrverhaltens und den Emissionen von CO₂ und NO_x. Diese werden mit Hilfe von theoretischen Überlegungen sowie grundlegenden Simulationen erarbeitet. Daraufhin folgt die Vorstellung der Ergebnisse eines kurzen Messprogramms zur Validierung der gefundenen Zusammenhänge. Des Weiteren wird auf verschiedene Möglichkeiten zur Bewertung des Fahrverhaltens in Hinblick auf die vorherigen Resultate eingegangen und es werden Potentiale erörtert, die darauf abzielen, Fahrer bei der Umsetzung eines emissionsarmen Fahrstils zu unterstützen und so dauerhafte Lerneffekte zu erzielen.

2 Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel werden die wichtigsten theoretischen Grundlagen, welche bei den Betrachtungen dieser Arbeit von Bedeutung sind, vorgestellt. Zunächst wird dabei auf die Zusammensetzungen der Fahrwiderstände und des Leistungsbedarfs von Kraftfahrzeugen eingegangen. Außerdem werden die Grundlagen der Emissionssimulation mittels kennfeldbasierter Emissionsmodelle am Beispiel des am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik (IVT) der TU Graz entwickelten „Passenger car and Heavy duty Emission Modell“ (PHEM) präsentiert.

2.1 Fahrwiderstände und Leistungsbedarf

Um die Einflüsse des Fahrstils auf die Emissionen zu verstehen ist zunächst eine genaue Betrachtung der einzelnen Fahrwiderstände nötig, da insbesondere die CO₂-Emissionen beinahe direkt proportional mit dem Leistungsbedarf verknüpft sind. Die vom Motor abgegebene effektive Leistung P_e ist immer im Gleichgewicht mit der Summe der von außen auf das Fahrzeug wirkenden Fahrwiderstände und der inneren Verluste, im Folgenden zusammenfassend als Fahrwiderstände bezeichnet. Die äußeren Fahrwiderstände setzen sich zusammen aus dem Rollwiderstand, dem Luftwiderstand, dem Beschleunigungswiderstand und dem Steigungswiderstand. Zu den inneren Verlusten zählen die Reibungsverluste im Antriebsstrang und der Leistungsbedarf der Nebenaggregate. Damit lässt sich die Leistungsbilanz nach Gleichung (2-1) aufstellen:

$$P_e = P_R + P_L + P_a + P_{\text{Steig}} + P_{\text{Reib}} + P_{\text{Neb}} \quad (2-1)$$

P_e	effektive Motorleistung	[kW]
P_R	Leistungsbedarf durch Rollwiderstand	[kW]
P_L	Leistungsbedarf durch Luftwiderstand	[kW]
P_a	Leistungsbedarf durch Beschleunigungswiderstand	[kW]
P_{Steig}	Leistungsbedarf durch Steigungswiderstand	[kW]
P_{Reib}	Leistungsbedarf durch Reibungsverluste im Antriebsstrang	[kW]
P_{Neb}	Leistungsbedarf der Nebenaggregate	[kW]

Je nach Fahrzustand haben die einzelnen Fahrwiderstände unterschiedliche Anteile an der vom Motor aufzubringenden Arbeit. Abbildung 2-1 zeigt diese Aufteilung für verschiedene Geschwindigkeitsbereiche. Die Daten wurden aus der Simulation einer typischen RDE-Messfahrt (Real Driving Emissions) gewonnen. Bei niedrigen Geschwindigkeiten, wie typischerweise im Stadtverkehr, stellen der Roll- und der Beschleunigungswiderstand noch die größten Anteile dar. Bei höheren Geschwindigkeiten steigt der Anteil des Luftwiderstands stark an, während der des Beschleunigungswiderstands zurückgeht. Aufgrund des Streckenverlaufs weist auch der Steigungswiderstand einen signifikanten Anteil auf. Es wurden nur positive Anteile berücksichtigt. Der Beschleunigungs- und der Steigungswiderstand können auch negative Werte annehmen und wären ansonsten, betrachtet über die gesamte Fahrt, ausgeglichen. Dies ist in den Kapiteln 2.1.3 und 2.1.4 genauer erläutert.

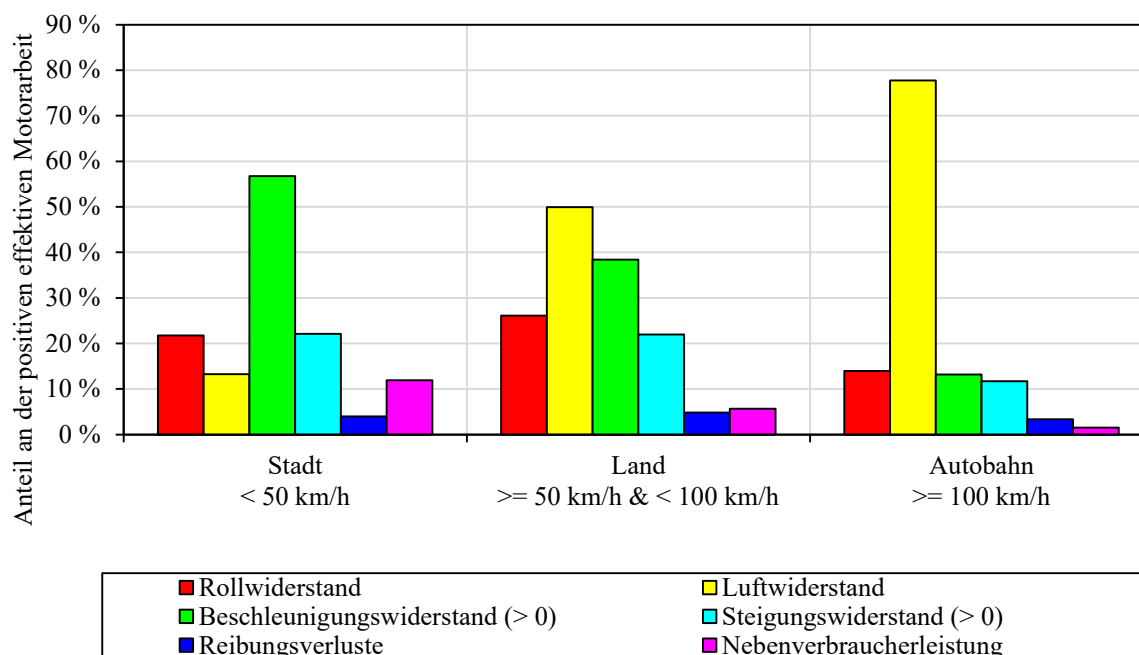


Abbildung 2-1: Aufteilung der positiven effektiven Motorarbeit auf die Fahrwiderstände für verschiedene Geschwindigkeitsbereiche

In den nachfolgenden Kapiteln wird auf die physikalischen Grundlagen der einzelnen Fahrwiderstände näher eingegangen. Dabei werden Annahmen und Vereinfachungen getroffen, die im Rahmen der Betrachtungen in dieser Arbeit gelten sollen.

2.1.1 Rollwiderstand

Der Rollwiderstand stellt eigentlich nur einen Teil der Verluste dar, die am rollenden Rad entstehen. Hinzu kommen noch Anteile durch die Fahrbahn, durch Schräglauf und durch Lagerreibung bzw. Restbremsmomente. Diese drei Verluste bilden zusammen mit dem Rollwiderstand den Radwiderstand. Da sich alle Betrachtungen dieser Arbeit auf asphaltierte Straßen beziehen gilt die Annahme, dass sich die Fahrbahn nicht plastisch verformt. Des Weiteren wird angenommen, dass das Rad nicht unter Einfluss von Schräglauf- oder Sturzwinkel läuft. Außerdem fallen die Lagerreibwiderstände vergleichsweise gering aus. Daher werden diese Anteile in der theoretischen Betrachtung vernachlässigt und der Radwiderstand dem Rollwiderstand gleichgesetzt. Der Rollwiderstand ist eine dissipative Kraft und verursacht einen irreversiblen Energieverlust [2].

Der Rollwiderstand setzt sich wiederum aus den Anteilen Walkwiderstand und Reibungswiderstand zusammen. Der Walkwiderstand trägt dabei mit 80 bis 95 % am meisten zum Rollwiderstand bei. Hauptursache sind dabei die viskoelastischen Hystereseeigenschaften des Reifengummis. Bei hoher Geschwindigkeit nimmt der Walkwiderstand stark progressiv zu. Ursache dafür ist ein beginnendes Nachschwingen des Reifengürtels aufgrund von Massenkräften, die Deformationswellenbildung. Der Reibungswiderstand wird verursacht durch das Stauchen des Laufstreifens beim Durchlaufen des Reifenlatschs. Dadurch kommt es zu Relativbewegungen in Längs- und Querrichtung, dem sogenannten Teilgleiten. Die Aufteilung in Walk- und Reibungswiderstand wird in der Praxis nicht vorgenommen, da die Anteile nicht getrennt gemessen werden können [2].

Die Rollwiderstandskraft F_R ist von mehreren Variablen abhängig. Dazu zählen die Rollgeschwindigkeit, die Radlast, der Reifendruck und die Reifentemperatur. Der Zusammenhang zwischen Rollwiderstandskraft F_R und Radlast F_Z ist annähernd linear. Daher wird allgemein vereinfachend eine dimensionslose Kennzahl definiert, der

Rollwiderstandsbeiwert $k_R = F_R/F_Z$. Abbildung 2-2 zeigt den Zusammenhang zwischen der Radlast F_Z und der Gewichtskraft F_g über dem Steigungswinkel der Fahrbahn α .

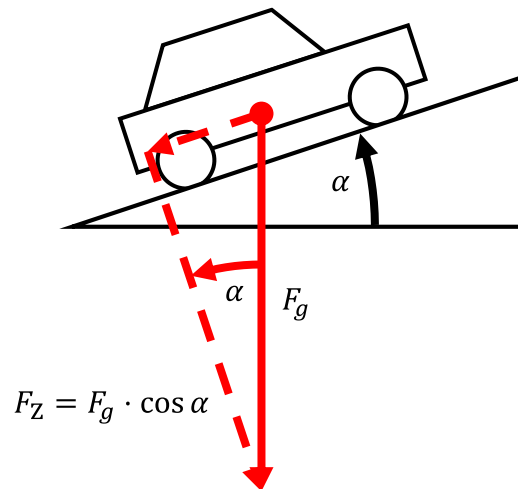


Abbildung 2-2: Zusammenhang zwischen Gewichtskraft und Radlast

Für kleine Winkel kann die Näherung $\cos \alpha \approx 1$ gelten. Bei den für Fahrbahnen üblichen Steigungen von maximal $p = \tan \alpha = 30\%$ (entspricht ca. $\alpha = 17^\circ$) ist der dabei entstehende Fehler kleiner als 5%. Daher kann für die Radlast F_Z geschrieben werden:

$$F_Z = F_g \cdot \cos \alpha \approx F_g = (m_{\text{Fzg}} + m_{\text{Zu}}) \cdot g \quad (2-2)$$

F_Z	Radlast	[N]
F_g	Gewichtskraft	[N]
α	Steigungswinkel der Fahrbahn	[°]
m_{Fzg}	Masse Fahrzeug	[kg]
m_{Zu}	Zuladung	[kg]
g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]

Die Erdbeschleunigung soll für diese Arbeit konstant mit $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ angenommen werden. Die Abhängigkeiten der Rollwiderstandskraft bzw. des Rollwiderstandsbeiwerts k_R von Reifendruck und -temperatur sind komplex und werden allgemein bei der Berechnung vernachlässigt. Für nähere Informationen zu diesen Zusammenhängen siehe [2]. Übrig bleibt damit nur noch die Abhängigkeit von der Rollgeschwindigkeit v_W , dargestellt in Abbildung 2-3. Der Rollwiderstandsbeiwert k_R wird dabei durch ein Polynom 4. Ordnung angenähert:

$$k_R = k_{R0} + k_{R1} \cdot \left(\frac{v_W}{100 \text{ km/h}} \right) + k_{R4} \cdot \left(\frac{v_W}{100 \text{ km/h}} \right)^4 \quad (2-3)$$

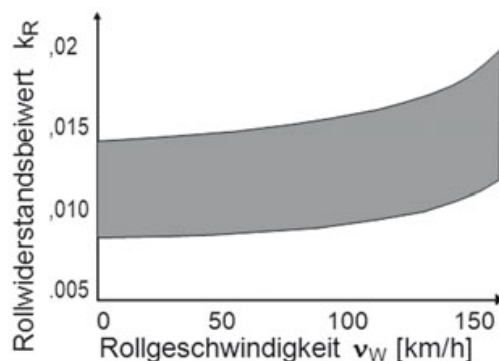


Abbildung 2-3: Streuband Rollwiderstandsbeiwerte in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit für Pkw-Radial- und Diagonalreifen [2]

Die stark progressive Zunahme des Rollwiderstands, verursacht durch Deformationswellenbildung und ausgedrückt durch den Rollwiderstandsbeiwert 4. Ordnung k_{R4} in Gleichung (2-3), findet erst ab einer Geschwindigkeit von ca. 130 km/h statt. Die maximal zulässige Höchstgeschwindigkeit liegt nur in sehr wenigen Ländern über diesem Wert. Daher kann dieser Anteil für die folgenden Betrachtungen vernachlässigt werden. Der Leistungsbedarf durch den Rollwiderstand P_R über der Geschwindigkeit v lässt sich damit nach Gleichung (2-4) formulieren, wobei $f_{r0} = k_{R0}$ und $f_{r1} = k_{R1}/100$ km/h gilt.

$$P_R = \left((m_{Fzg} + m_{Zu}) \cdot g \cdot (f_{r0} + f_{r1} \cdot v) \right) \cdot v \quad (2-4)$$

P_R	Leistungsbedarf durch Rollwiderstand	[W]
m_{Fzg}	Masse Fahrzeug	[kg]
m_{Zu}	Zuladung	[kg]
g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
f_{r0}	konstanter Rollwiderstandskoeffizient	[-]
f_{r1}	Rollwiderstandskoeffizient 1. Ordnung	[s/m]
v	Geschwindigkeit	[m/s]

2.1.2 Luftwiderstand

Wie auch der Rollwiderstand verursacht der Luftwiderstand als dissipative Kraft einen irreversiblen Energieverlust. Bei Bewegung eines Körpers in einem Fluid entstehen Strömungswiderstände, die überwunden werden müssen. Dies gilt somit auch für die Bewegung von Fahrzeugen unter Luftatmosphäre. Der Luftwiderstand lässt sich unterteilen in Druckwiderstand, Reibungswiderstand und inneren Luftwiderstand, der beispielsweise bei der Durchströmung des Motorkühlers auftritt. Außerdem entstehen durch die Fahrzeugbewegung Verwirbelungen, welche als induzierter Luftwiderstand bezeichnet werden. Auch der Lüfterwiderstand, der durch die Drehung der Räder entsteht, wird dem Luftwiderstand zugeordnet. Der Druckwiderstand wird verursacht durch den Staudruck p_∞ , der auf die Stirnfläche des Fahrzeugs A einwirkt. Der Staudruck ist abhängig von der Luftdichte ρ_L und der Anströmgeschwindigkeit v_∞ [2]:

$$p_\infty = \frac{\rho_L}{2} \cdot v_\infty^2 \quad (2-5)$$

Die Dichte der Luft ist abhängig von Umgebungstemperatur und -druck. Im Folgenden soll jedoch die Vereinfachung gelten, dass die Luftdichte einen konstanten Wert von $\rho_L = 1,2$ kg/m³ annimmt. Die Anströmgeschwindigkeit v_∞ stellt die Relativgeschwindigkeit zwischen Fahrzeuggeschwindigkeit und Windgeschwindigkeit parallel zur Fahrzeuggängsachse

dar. Da die Windgeschwindigkeit in Größe und Richtung stark schwankt und nicht praxistauglich zu bestimmen ist, soll die Annahme gelten, dass die Anströmgeschwindigkeit v_∞ der Fahrzeuggeschwindigkeit v entspricht. Durch Einführung des dimensionslosen Luftwiderstandsbeiwerts c_w können die restlichen Anteile des Luftwiderstands dem Druckwiderstand zugeordnet werden. Der Luftwiderstandsbeiwert charakterisiert damit alle anderen Eigenschaften eines Fahrzeugs, welche den Luftwiderstand beeinflussen, wie Karosserieform, Bodenfreiheit, Felgenform, Anbauteile etc. Der Leistungsbedarf durch den Luftwiderstand P_L über der Geschwindigkeit v lässt sich damit nach Gleichung (2-6) formulieren:

$$P_L = c_w \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^3 \quad (2-6)$$

P_L	Leistungsbedarf durch Luftwiderstand	[W]
c_w	Luftwiderstandsbeiwert	[-]
A	Stirnfläche Fahrzeug	[m ²]
ρ_L	Luftdichte	[kg/m ³]
v	Geschwindigkeit	[m/s]

Die Luftwiderstandsbeiwerte und Stirnflächen von Pkw liegen typischerweise in Bereichen von $0,24 < c_w < 0,4$ und $1,5 \text{ m}^2 < A < 2,5 \text{ m}^2$ [2]. Den Weltrekord für den niedrigsten Luftwiderstand aller Serienfahrzeuge weltweit hält aktuell die Mercedes-Benz A-Klasse Limousine (Baureihe 177) mit einem Luftwiderstandsbeiwert von $c_w = 0,22$ und einer Stirnfläche von $A = 2,19 \text{ m}^2$ [3].

2.1.3 Beschleunigungswiderstand

Wird eine Masse beschleunigt, dann wirkt auf sie eine Trägheitskraft, die der Richtung der Beschleunigung entgegenwirkt. Dabei handelt es sich um eine konservative Kraft. Die zur Beschleunigung notwendige Energie wird in Form von kinetischer Energie gespeichert und wird bei negativer Beschleunigung (Verzögerung) wieder abgegeben. Damit beträgt die Summe der Beschleunigungswiderstände einer Fahrt mit gleicher Start- und Zielgeschwindigkeit immer Null. Bei Betätigung der Bremse wird die kinetische Energie in Wärmeenergie umgewandelt und dadurch vernichtet. Hybrid- und Elektrofahrzeuge können durch rekuperatives Bremsen die kinetische Energie (mit Verlusten) in elektrische Energie umwandeln und so wieder nutzbar machen. Bei der Berechnung des Beschleunigungswiderstands ist zu beachten, dass das Fahrzeug nicht nur eine translatorische Beschleunigung erfährt, sondern der gesamte Antriebsstrang inklusive Räder zusätzlich rotatorisch beschleunigt wird. Daher setzt sich auch der Beschleunigungswiderstand F_a aus einem translatorischen Anteil F_{trans} und einem rotatorischen Anteil F_{rot} zusammen [2]:

$$F_a = F_{\text{trans}} + F_{\text{rot}} \quad (2-7)$$

Für den translatorischen Anteil F_{trans} ist sowohl die Fahrzeugmasse m_{Fzg} als auch die Zuladung m_{Zu} zu berücksichtigen:

$$F_{\text{trans}} = m_{\text{trans}} \cdot a = (m_{\text{Fzg}} + m_{\text{Zu}}) \cdot a \quad (2-8)$$

Um den rotatorischen Anteil F_{rot} zu berechnen ist es vorteilhaft, alle Massenträgheitsmomente des Antriebsstranges auf die Räder zu reduzieren. Dieses reduzierte Massenträgheitsmoment $I_{\text{red},i}$ ist unter anderem von der Getriebeübersetzung $i_{G,i}$ abhängig und damit vom aktuell eingelegten Gang i [4]:

$$I_{\text{red},i} = I_R + i_A^2 \cdot I_G + i_A^2 \cdot i_{G,i}^2 \cdot I_M \quad (2-9)$$

$I_{\text{red},i}$	Massenträgheitsmoment Antriebsstrang reduziert auf Räder im Gang i	[kg·m ²]
I_R	Massenträgheitsmoment Räder	[kg·m ²]
i_A	Übersetzung Achsgetriebe	[-]
I_G	Massenträgheitsmoment Getriebe	[kg·m ²]
$i_{G,i}$	Übersetzung Getriebe im Gang i	[-]
I_M	Massenträgheitsmoment Motor	[kg·m ²]

Damit kann der rotatorische Anteil F_{rot} des Beschleunigungswiderstands als Funktion der Drehbeschleunigung am Rad α_R und des dynamischen Rollradius r_{dyn} mit Gleichung (2-10) ausgedrückt werden. Die Drehbeschleunigung $\alpha_R = a/r_{\text{dyn}}$ kann dabei auch durch die translatorische Beschleunigung a ersetzt werden [2].

$$F_{\text{rot}} = \frac{I_{\text{red},i}}{r_{\text{dyn}}} \cdot \alpha_R = \frac{I_{\text{red},i}}{r_{\text{dyn}}^2} \cdot a \quad (2-10)$$

F_{rot}	rotatorischer Anteil des Beschleunigungswiderstands	[N]
$I_{\text{red},i}$	Massenträgheitsmoment Antriebsstrang reduziert auf Räder im Gang i	[kg·m ²]
r_{dyn}	dynamischer Rollradius	[m]
α_R	Drehbeschleunigung Rad	[1/s ²]
a	(translatorische) Beschleunigung	[m/s ²]

Der Faktor $I_{\text{red},i}/r_{\text{dyn}}^2$ in Gleichung (2-10) entspricht einer fiktiven Masse, welche als rotatorische Masse m_{rot} bezeichnet wird. Durch Einsetzen von Gleichung (2-9) erhält man die Formel zur genauen Berechnung der rotatorischen Masse in Abhängigkeit vom Gang i $m_{\text{rot},i}$:

$$m_{\text{rot},i} = \frac{I_{\text{red},i}}{r_{\text{dyn}}^2} = \frac{I_R}{r_{\text{dyn}}^2} + \left(\frac{i_A}{r_{\text{dyn}}} \right)^2 \cdot I_G + \left(\frac{i_A \cdot i_{G,i}}{r_{\text{dyn}}} \right)^2 \cdot I_M \quad (2-11)$$

Die rotatorische Masse wird jedoch in der Praxis in der Regel als konstant angenommen und nur anhand der Leermasse abgeschätzt (siehe Gleichung (2-12)). Diese Abschätzung ist auch für das aktuelle europäische Typprüfverfahren gültig (WLTP, Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure). Das Fahrergewicht wird dabei pauschal mit 75 kg angenommen [5].

$$m_{\text{rot}} = 3 \% \cdot (m_{\text{Leer}} + 25 \text{ kg}) \quad (2-12)$$

m_{rot}	rotatorische Masse	[kg]
m_{Leer}	Leermasse inkl. Kraftstoff, Flüssigkeiten und Fahrer	[kg]

Zusammenfassend kann damit der Leistungsbedarf durch den Beschleunigungswiderstand P_a anhand Gleichung (2-13) formuliert werden:

$$P_a = (m_{\text{Fzg}} + m_{\text{Zu}} + m_{\text{rot}}) \cdot a \cdot v \quad (2-13)$$

P_a	Leistungsbedarf durch Beschleunigungswiderstand	[W]
m_{Fzg}	Masse Fahrzeug	[kg]
m_{Zu}	Zuladung	[kg]
m_{rot}	rotatorische Masse	[kg]
a	Beschleunigung	[m/s ²]
v	Geschwindigkeit	[m/s]

2.1.4 Steigungswiderstand

Beim Steigungswiderstand handelt es sich wie beim Beschleunigungswiderstand um eine konservative Kraft. Die zur Überwindung der Steigung notwendige Energie wird in Form von potentieller Energie gespeichert und bei negativer Steigung (Gefälle) wieder abgegeben. Damit beträgt die Summe der Steigungswiderstände einer Fahrt mit gleichem Start- und Zielort immer Null. Der Steigungswiderstand F_{Steig} ist abhängig von dem Steigungswinkel der Fahrbahn α (siehe Abbildung 2-4). Die Gewichtskraft F_g wirkt dabei anteilig als zusätzlicher Fahrwiderstand.

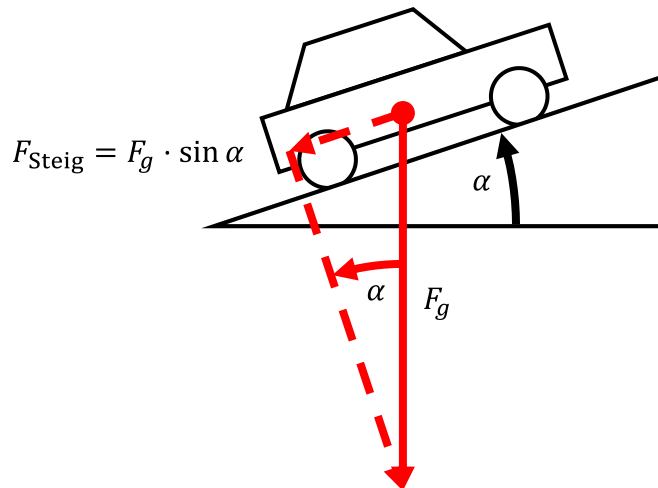


Abbildung 2-4: Zusammenhang zwischen Gewichtskraft und Steigungswiderstand

Da statt dem Steigungswinkel der Fahrbahn α üblicherweise die Steigung in Prozent mit $p = \tan \alpha$ angegeben wird und analog zu Kapitel 2.1.1 die Vereinfachung $\sin \alpha \approx \tan \alpha$ für Fahrbahnen mit $p < 30\%$ mit einem Fehler von weniger als 5 % gilt, kann für den Steigungswiderstand F_{Steig} geschrieben werden:

$$F_{\text{Steig}} = F_g \cdot \sin \alpha \approx F_g \cdot p = (m_{\text{Fzg}} + m_{\text{Zu}}) \cdot g \cdot p \quad (2-14)$$

Der Leistungsbedarf durch den Steigungswiderstand P_{Steig} kann damit nach Gleichung (2-15) formuliert werden:

$$P_{\text{Steig}} = (m_{\text{Fzg}} + m_{\text{Zu}}) \cdot g \cdot p \cdot v \quad (2-15)$$

P_{Steig}	Leistungsbedarf durch Steigungswiderstand	[W]
m_{Fzg}	Masse Fahrzeug	[kg]
m_{Zu}	Zuladung	[kg]
g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
p	Fahrbahnsteigung	[%]
v	Geschwindigkeit	[m/s]

2.1.5 Reibungsverluste

Reibungsverluste im Antriebsstrang treten vor allem im Getriebe und im Differential auf und können über Wirkungsgrade und Drehzahlen bestimmt werden. Wie bereits in Abbildung 2-1 gezeigt, haben die Reibungsverluste nur einen kleinen Anteil an der vom Motor aufzubringenden Arbeit. Daher kann mit guter Näherung ein Reibungskoeffizient f_{Reib} definiert werden, welcher den Leistungsbedarf durch Reibungsverluste P_{Reib} über der Geschwindigkeit v beschreibt (siehe Gleichung (2-16)). Damit können die Reibungsverluste ausreichend genau bestimmt werden und die Drehzahl muss nicht als weitere Variable in die Leistungsbilanz eingeführt werden. Ein Wert von $f_{\text{Reib}} = 40 \text{ Ws/m}$ stellt eine gute Abschätzung für Pkw dar.

$$P_{\text{Reib}} = f_{\text{Reib}} \cdot v \quad (2-16)$$

P_{Reib}	Leistungsbedarf durch Reibungsverluste im Antriebsstrang	[W]
f_{Reib}	Reibungskoeffizient	[Ws/m]
v	Geschwindigkeit	[m/s]

2.1.6 Nebenverbraucherleistung

Der Leistungsbedarf der Nebenaggregate P_{Neb} setzt sich aus mehreren Anteilen zusammen und wird zusätzlich zur Antriebsleistung an der Kurbelwelle über einen Riementrieb abgenommen. Abbildung 2-5 zeigt die wichtigsten mechanischen Nebenaggregate in einem typischen Riementrieb.

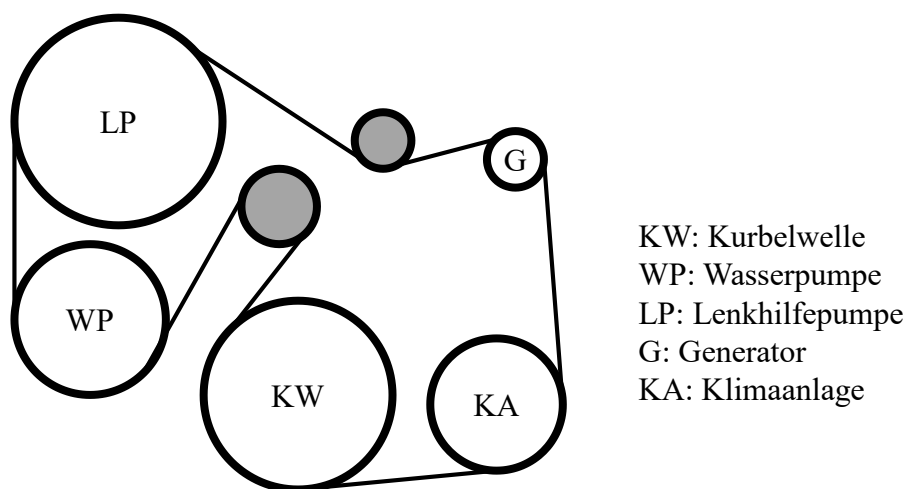


Abbildung 2-5: Typischer Aufbau eines Aggregatetriebs

Die Ermittlung des genauen Leistungsbedarfs der einzelnen Nebenverbraucher ist sehr aufwendig. Wird die Nebenverbraucherleistung als Eingangsgröße zur Emissionssimulation benötigt (siehe Kapitel 2.2), ist eine Abschätzung ausreichend. Der Leistungsbedarf der

Wasserpumpe muss in diesem Fall nicht gesondert berücksichtigt werden. Wird für die Simulation ein Kennfeld verwendet, das am Motorprüfstand ermittelt wurde, dann ist der Anteil der Wasserpumpe an den Emissionen dort bereits enthalten. Der Leistungsbedarf des Generators ist abhängig von den elektrischen Verbrauchern, die während der Fahrt aktiv waren. Im Zuge der letzten Aktualisierung des Handbuchs für Emissionsfaktoren (HBEFA Version 4.1) wurden typische Werte für den Leistungsbedarf von verschiedenen mechanischen und elektrischen Nebenverbrauchern mit ihrem Jahresanteil ermittelt (siehe Tabelle 2-1). Dabei wurde auch der erhöhte Motorleistungsbedarf durch Kurvenfahrt bzw. Lenkung als Nebenverbraucher erfasst. Bei den elektrischen Verbrauchern muss noch der Generatorwirkungsgrad berücksichtigt werden, um den tatsächlichen mechanischen Leistungsbedarf zu erhalten. Dieser kann analog zum WLTP mit $\eta_{el} = 0,67$ angenommen werden [5].

Tabelle 2-1: Leistungsbedarf Nebenverbraucher inkl. Jahresanteil [6]

Nebenverbraucher	Leistungsbedarf [W]	Jahresanteil [%]
Scheinwerfer	150	25
Nebelscheinwerfer	100	2
Elektrische Fensterheber	300	3
Elektrisches Schiebedach	200	0,1
Heckscheibenheizung	120	5
Heckscheibenwischer	70	5
Elektrische Sitzverstellung	150	0,05
Elektrische Spiegelverstellung	20	0,1
Sitzheizung	400	0,5
Elektrische Zusatzheizung	1000	2
Frontscheibenheizung	500	0,5
Lenkradheizung	50	0,5
Scheibenwischer	150	15
Beheizte Scheibenwaschanlage	80	0,5
Navigationssystem	15	30
Radio	30	90
Hupe	120	1
Innenbeleuchtung	20	5
Kennzeichenbeleuchtung	20	25
Tagfahrlicht	20	100
Motorsteuergerät	250	100
Airbagsteuergerät	20	100
ABS Steuergerät	20	100
ESP Steuergerät	20	100
mechanische Lenkhilfepumpe	38	100
mechanischer Bremskraftverstärker	20	100
Lenkung	16	80

Den größten Einfluss auf die gesamte Nebenverbraucherleistung im alltäglichen Betrieb hat jedoch die Klimaanlage. Im Rahmen diverser Projekte am IVT wurde ein Tool entwickelt, um den Leistungsbedarf der Klimaanlage zu berechnen. Als Eingangsgrößen dienen die Außentemperatur t_a , die relative Luftfeuchtigkeit φ_a und der Umgebungsdruck p_a sowie

weitere Annahmen bzw. Erfahrungswerte. Ausgegeben wird der mechanische Leistungsbedarf der gesamten Klimaanlage inklusive Gebläse P_{KA} für die Betriebsmodi Außen-, Innen- und Mischluftbetrieb. Abbildung 2-6 zeigt den Leistungsbedarf P_{KA} über der Außentemperatur t_a für verschiedene Werte der Luftfeuchtigkeit φ_a bei Standarddruck $p_a = p_0 = 1,01325$ bar für Mischluftbetrieb. Man kann erkennen, dass der Betrieb der Klimaanlage allein den Leistungsbedarf je nach Umgebungsbedingungen bereits um ein halbes bis hin zu drei Kilowatt erhöhen kann. Bei Temperaturen von $t_a = 25$ °C und mittlerer Luftfeuchtigkeit macht die Klimaleistung im Mischluftbetrieb etwa die Hälfte der gesamten Nebenverbraucherleistung aus. Mit diesem Tool und den in Tabelle 2-1 angegebenen Leistungen wird der gesamte Leistungsbedarf durch Nebenaggregate P_{Neb} in dieser Arbeit bestimmt.

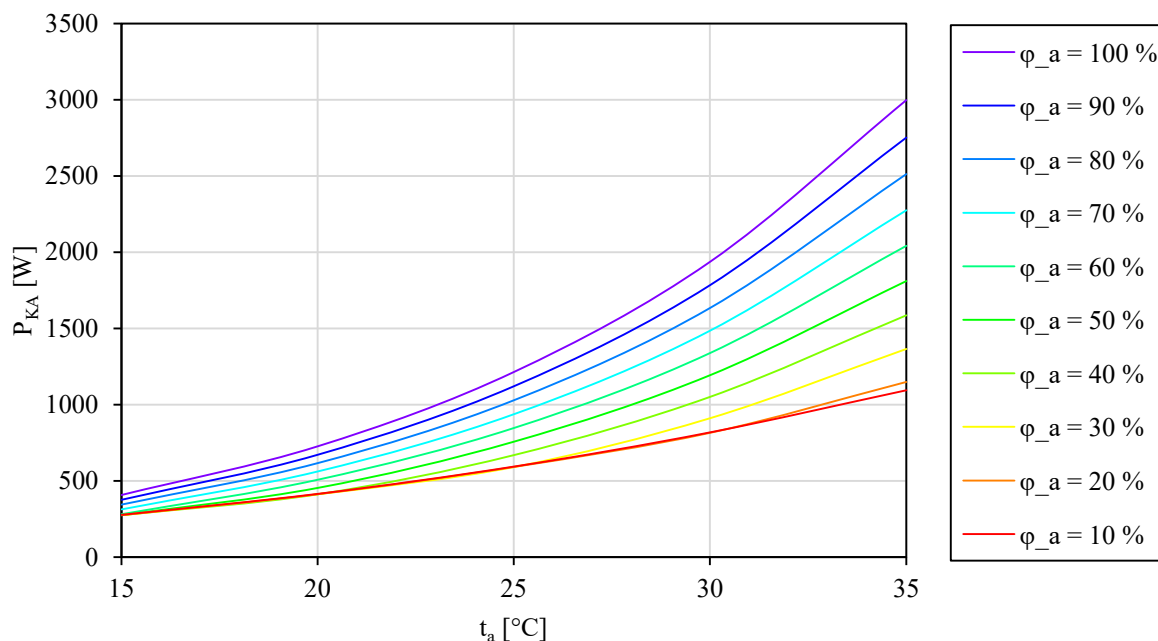


Abbildung 2-6: Kennfeld Leistungsbedarf Klimaanlage über Außentemperatur und Luftfeuchtigkeit bei Standarddruck für Mischluftbetrieb [6]

2.2 Emissionssimulation – PHEM

Um die CO₂- und Schadstoffemissionen im realen Verkehr zu bestimmen, spielen Emissionsmodelle eine wichtige Rolle. Insbesondere Simulationsmodelle basierend auf Motorkennfeldern und Längsdynamikberechnungen erreichen dabei vergleichsweise gute Genauigkeiten und können für Situationen eingesetzt werden, in denen eine Messung nicht möglich ist oder der Aufwand dafür zu groß wäre. Das am IVT seit den 1990er Jahren entwickelte PHEM soll an dieser Stelle vorgestellt werden, da einige Überlegungen in dieser Arbeit mit Simulationen mittels dieses Modells angestellt wurden.

Abbildung 2-7 zeigt das Schema des PHEM. Eingangsgrößen sind der Fahrzyklus mit einer Auflösung von 1 Hz, die Fahrzeugdaten und die Emissionskennfelder für jede Emissionskomponente (CO₂, NO_x, CO, HC, PM, PN). Über den Fahrzyklus werden die Geschwindigkeit und die Steigung vorgegeben. Zusätzlich können hier auch Drehzahl bzw. Gang für jeden Zeitschritt angegeben werden. Andernfalls wird der Drehzahlverlauf mittels Schaltmodell ermittelt. Zu den Fahrzeugdaten zählen alle fahrzeugspezifischen Parameter, welche zur Leistungsberechnung notwendig sind, insbesondere die Fahrzeugmasse, die Zuladung, der Luftwiderstandsbeiwert, die Stirnfläche, die Rollwiderstandskoeffizienten und die Nebenverbraucherleistung. Außerdem müssen die Getriebeübersetzungen angegeben werden. Mittels dieser Daten wird die Leistungsberechnung für jeden Zeitschritt durchgeführt.

Diese ist weitgehend identisch mit den in Kapitel 2.1 eingeführten Formeln. Zusätzlich werden für die Beschleunigungsleistung die Massenträgheitsmomente von Motor und Getriebe mit den jeweiligen Drehzahlen berücksichtigt und die Reibungsverluste in Getriebe und Differential drehzahlspezifisch berechnet. Mit der aus der Leistungsbilanz für jeden Zeitschritt erhaltenen effektiven Motorleistung P_e und der Drehzahl können dann über das jeweilige Kennfeld die Emissionen bestimmt werden. Dabei werden Interpolationsmethoden angewandt, um Werte zwischen den Rasterpunkten bestimmen zu können. Durch die vorher angegebene Vollast- und Schleppkurve werden die Kennfeldgrenzen definiert. Übersteigt die berechnete Leistung die laut Vollastkurve verfügbare Leistung wird die Beschleunigung reduziert und die nachfolgenden Geschwindigkeitspunkte im Fahrzyklus neu berechnet, sodass die gefahrene Distanz identisch bleibt. Sinkt die berechnete Leistung unter die Schleppkurve wird die Differenz als Bremsleistung definiert. Die laufenden Weiterentwicklungen des Modells beziehen sich größtenteils auf Zusatzmodule, die die Genauigkeit weiter steigern. Dazu zählen Module, welche dynamische Einflüsse auf die Emissionen berücksichtigen, das thermische Verhalten im Abgasnachbehandlungssystem nachbilden oder SCR-Systeme (Selective Catalytic Reduction) simulieren.

PHEM Passenger car and Heavy duty Emission Model

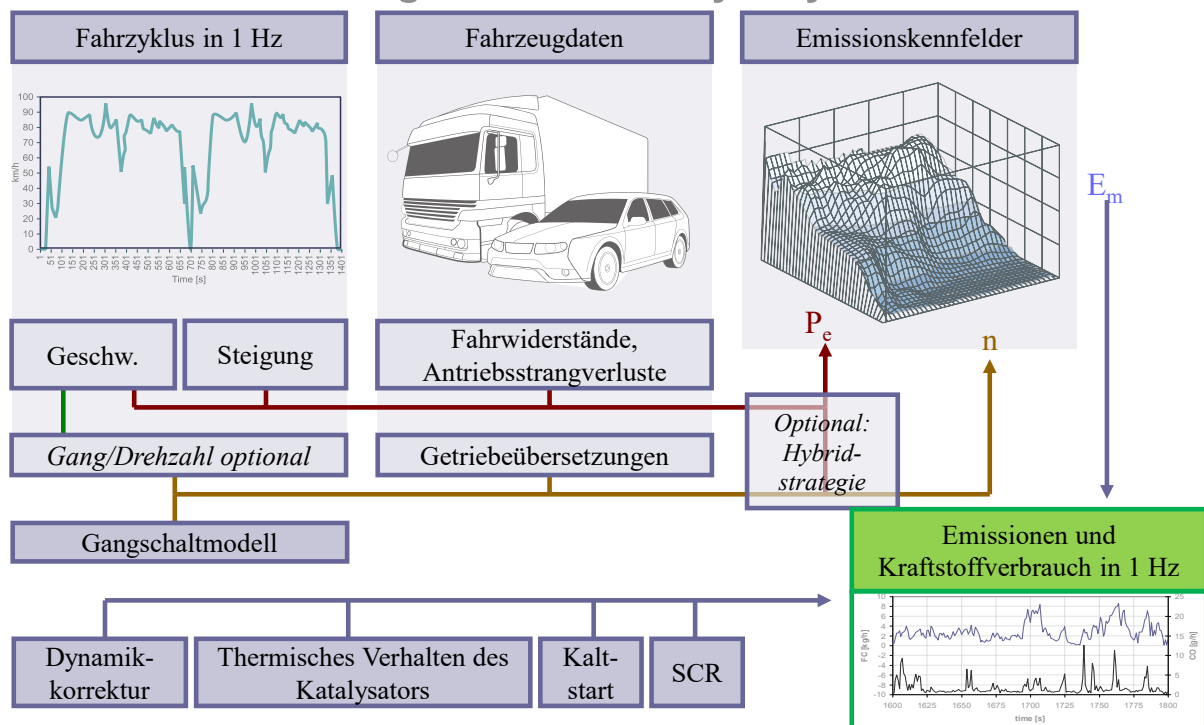


Abbildung 2-7: Schema PHEM

Zu den Vorteilen von kennfeldbasierten Emissionsmodellen zählt, dass sie auf alle Fahrzeugtypen (Pkw, LNF, SNF) anwendbar sind, für welche die Eingangsdaten vorhanden sind. Zudem können alle Parameter im Grunde beliebig variiert werden. So kann der Einfluss der Änderung bestimmter Fahrzeugdaten (Zuladung, Luftwiderstand, Nebenverbraucher, ...) auf die Emissionen untersucht werden. Auch unterschiedliches Schaltverhalten kann über Gangschaltmodelle simuliert werden [4]. Außerdem bietet PHEM mit der Option die Beschleunigung zu limitieren die Möglichkeit, aufgezeichnete Fahrzyklen mit begrenzter Leistung neu zu berechnen.

Nachteilig ist der hohe Aufwand an Eingangsdaten, um Simulationen mit guter Genauigkeit zu erhalten. Insbesondere die Erstellung von Motorkennfeldern ist sehr aufwendig. Idealerweise werden diese aus stationären Messungen am Motorprüfstand bestimmt, an dem der gesamte

Motor inklusive der kompletten Abgasnachbehandlung aufgebaut ist. Für bereits im Straßenverkehr zugelassene Fahrzeuge ist es jedoch sehr schwierig bis unmöglich den Motor mit Steuerungselektronik und Abgasnachbehandlung auszubauen, am Prüfstand aufzubauen und wieder fehlerfrei in Betrieb zu nehmen. Daher werden Motorkennfelder häufig aus Messungen am Rollenprüfstand erstellt. Die Motorleistung wird dabei, falls verfügbar, aufgezeichnet oder berechnet bzw. durch Interpolation aus einem generischen CO₂-Kennfeld bestimmt. Zusammen mit der aufgezeichneten Drehzahl und den gemessenen Emissionen kann dann ein Kennfeld erstellt werden, wobei Durchschnittswerte verwendet werden. Um das gesamte Kennfeld zu erfassen wird dabei entweder stationär gemessen, bei Variation der Geschwindigkeit bzw. der Drehzahl und der Last, oder es werden geeignete dynamische Zyklen verwendet. Dem geringeren Aufwand bei der Erstellung von Kennfeldern mit dieser Methode steht dabei auch eine geringere Genauigkeit gegenüber. Bei fehlenden Daten oder für Flottenbetrachtungen stehen im PHEM eine Reihe an Standardkennfeldern und Fahrzeugdaten zur Verfügung, aufgeteilt nach Fahrzeugtyp (Pkw, LNF oder SNF), Antriebsart (Benzin, Diesel oder CNG) und Euro-Schadstoffklasse. Diese wurden mittels Emissionsfaktoren aus dem HBEFA ermittelt, welche für die letzte Version 4.1 aktualisiert wurden.

3 Literaturübersicht

An dieser Stelle sollen ausgewählte Arbeiten aus der Literatur vorgestellt werden, die sich mit der Bewertung von Fahrstil und dem Zusammenhang zwischen Fahrstil und Emissionen beschäftigen. Dabei wird in manchen Arbeiten versucht eine Bewertungsmethode zu finden und dabei niedrigen Kraftstoffverbrauch bzw. Emissionen positiv zu bewerten. Andere Studien beschäftigen sich nur mit dem Zusammenhang zwischen Fahrstil und Emissionen, ohne diesen zu bewerten.

3.1 Bewertung der Kraftstoffeffizienz mittels Fuzzylogik

In einer Fallstudie von Vangi und Virga an der Universität Florenz wurde eine Methodik vorgestellt, um die Fahrweise von Busfahrern im öffentlichen Nahverkehr im Hinblick auf Kraftstoffeffizienz zu bewerten [7]. Diese basiert auf der Bewertung von Halbzyklen im Geschwindigkeits-Beschleunigungs-Diagramm (v - a -Diagramm). Als Halbzyklus wird dabei eine Anzahl aufeinanderfolgender Messpunkte bezeichnet, wobei jeweils der erste und der letzte Messpunkt eines Halbzyklus auf der Abszissenachse liegen. Zunächst wurden in drei verschiedenen Städten Messfahrten mit sparsamen und mit absichtlich ineffizientem Fahrstil durchgeführt. Der Unterschied im Kraftstoffverbrauch betrug dabei bis zu 25 %. Aus den Fahrten wurden für die beiden unterschiedlichen Fahrstile die elliptischen Einhüllenden H_1 und H_2 im v - a -Diagramm abgeleitet (siehe Abbildung 3-1 links). Es wurden drei Parameter definiert, anhand derer jeder Halbzyklus bewertet werden kann: Die maximale Beschleunigung oder Verzögerung im Halbzyklus h , die minimale Geschwindigkeit im Halbzyklus v_m und die Breite des Halbzyklus Δv . Die drei Parameter sind in Abbildung 3-1 rechts dargestellt. Abbildung 3-2 verdeutlicht den Unterschied zwischen energieeffizientem und ineffizientem Fahrstil zweier Messfahrten auf derselben Route im v - a -Diagramm.

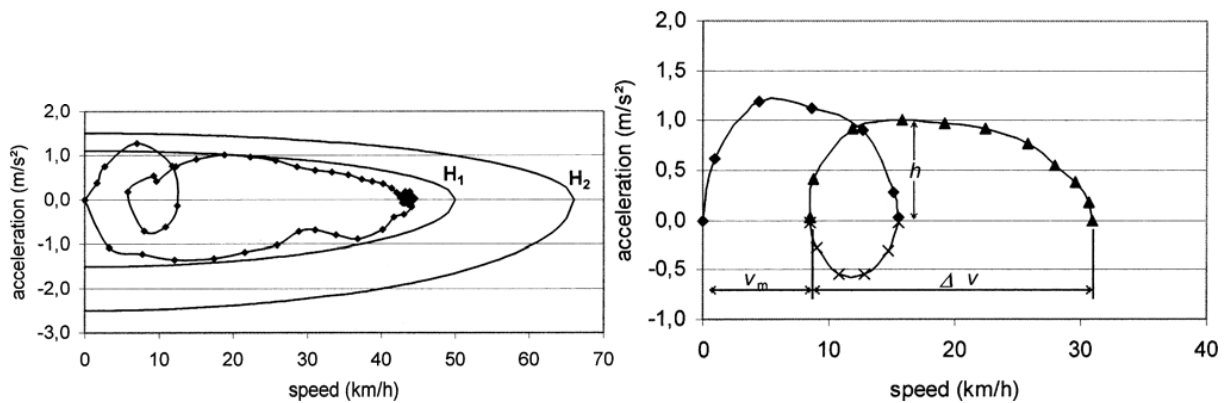


Abbildung 3-1: Kurze Messfahrt mit Einhüllenden (links) und Darstellung der Parameter anhand eines Halbzyklus (rechts) [7]

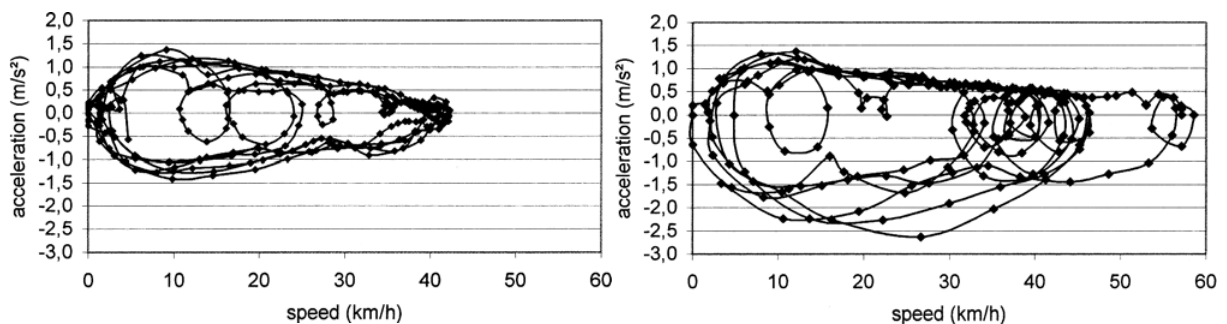


Abbildung 3-2: Beispiel zweier Messfahrten über die selbe Route mit energieeffizientem Fahrstil (links) und mit ineffizientem Fahrstil (rechts) [7]

Aus den drei Parametern wurden vier Teilbewertungen abgeleitet, wobei jeweils große oder kleine Werte der Parameter mit ineffizientem Fahrstil in Verbindung gebracht wurden und damit in die Gesamtbewertung einfließen sollen. Abbildung 3-3 zeigt das Flussdiagramm zur Ermittlung dieses Gesamtindex für jeden Halbzyklus. Große Werte von h bedeuten starkes Beschleunigen oder Bremsen (h_high). Große Werte von Δv lassen darauf schließen, dass auf hohe Geschwindigkeiten beschleunigt, diese jedoch nicht konstant gehalten wurden (Δv_high). Außerdem stehen kleine Werte von Δv mit einer nervösen Fahrweise in Zusammenhang, insbesondere wenn v_m dabei groß ist (v_m_high und Δv_low). Gleichzeitig gilt es, die vielen kleinen Halbzyklen aus der Bewertung auszuschließen, die beim Fahren mit konstanter Geschwindigkeit entstehen. Dies kann durch eine weitere Teilbewertung des Produkts aus Δv und h erreicht werden (not_too_low).

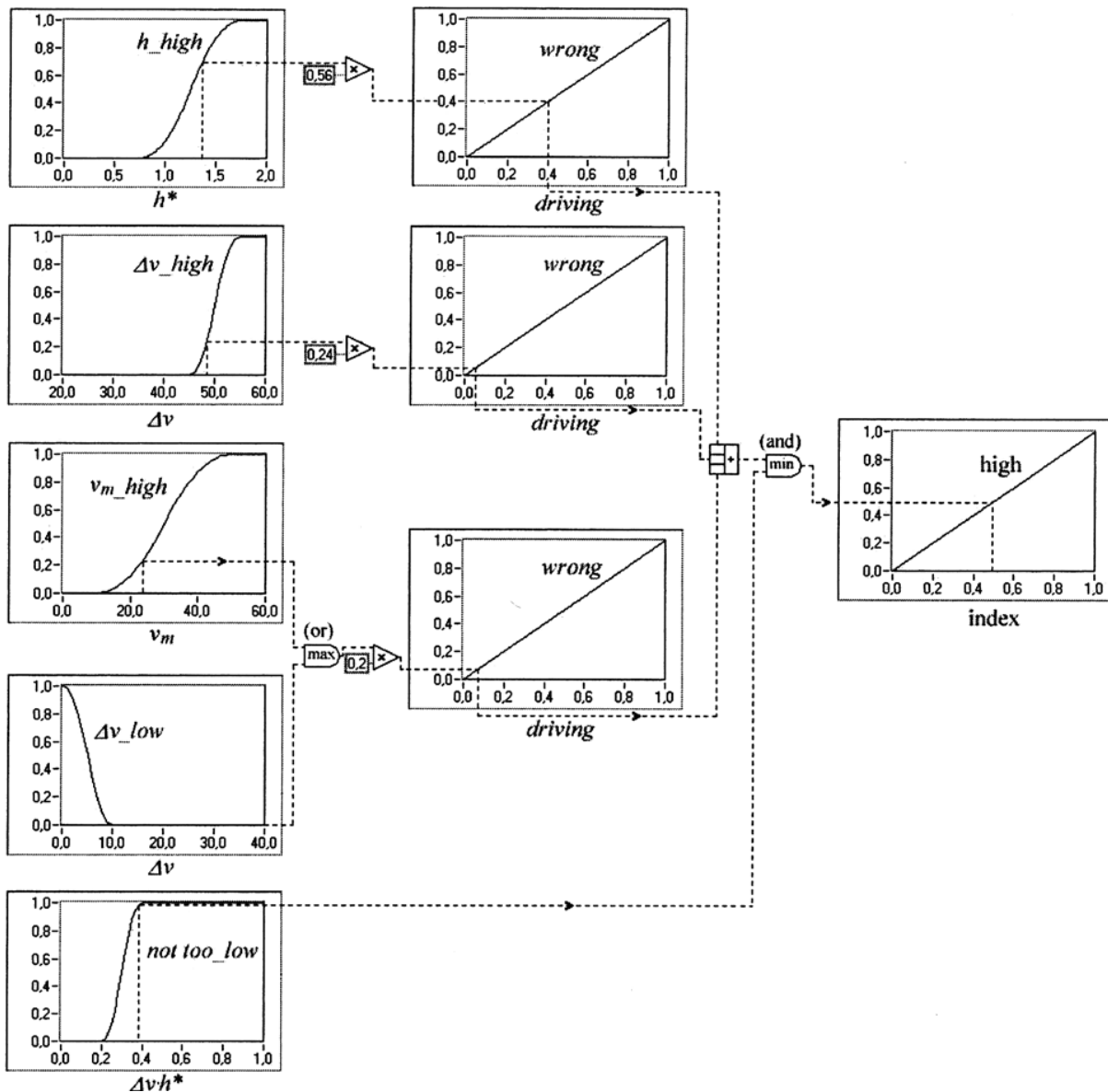


Abbildung 3-3: Flussdiagramm der Fuzzylogik zur Ermittlung eines Gesamtindex aus fünf Teilbewertungen für einen Halbzyklus [7]

Diese fünf Teilbewertungen werden für jeden Halbzyklus über eine Fuzzylogik („Unschärfelogik“) zu einem Gesamtindex zusammengeführt. Für jede Teilbewertung wurde eine S-Kurve aus zwei vorher festgelegten Grenzwerten als Zugehörigkeitsfunktion definiert. Liegt der Parameter einer Teilbewertung unter dem ersten Grenzwert, wird dieser der Wert 0 zugeordnet, liegt er über dem zweiten Grenzwert der Wert 1, bzw. umgekehrt für Δv_low .

Dazwischen wird die Zugehörigkeit durch eine S-Kurve bestimmt. Die Grenzwerte sind dabei konstant, außer bei der Teilbewertung h_{high} . Hier werden die beiden Grenzwerte für die maximale Beschleunigung im Halbzyklus h aus den vorher ermittelten elliptischen Einhüllenden H_1 und H_2 in Abhängigkeit der Geschwindigkeit ermittelt. Die Zusammenführung der Teilbewertungen geschieht durch logische Operatoren (max und min), Gewichtungen (56, 24 und 20 %) und weitere lineare Zugehörigkeitsfunktionen. Damit wird für jeden Halbzyklus ein Gesamtindex mit einem Wert zwischen 0 und 1 ermittelt. Die Bewertungsgröße für die gesamte Fahrt („performance level“) ergibt sich aus der Summe aller Indexwerte dividiert durch die Nettofahrzeit. Um das veränderte Beschleunigungsvermögen bei erhöhter Zuladung oder auf Routen mit Steigung oder Gefälle zu berücksichtigen wurde vorgeschlagen, die Einhüllenden H_1 und H_2 durch Skalierungsfaktoren anzupassen.

In einer zweiten Testkampagne wurde die Bewertungsmethode validiert. Dabei wurden Messfahrten mit unterschiedlichen Fahrern und Fahrstilen auf verschiedenen Routen von Experten begleitet und von diesen, sowie anhand des erzielten Kraftstoffverbrauchs bewertet („experts judgement“). Abbildung 3-4 zeigt den Vergleich dieser Bewertung mit der durch die vorgestellte Methode berechnete Bewertung. Die Autoren schließen daraus, dass die beiden Bewertungen gut miteinander übereinstimmen. Die Methode wurde damit als geeignet betrachtet, um die Fahrweise einzelner Fahrer in Hinblick auf Kraftstoffeffizienz zu überwachen.

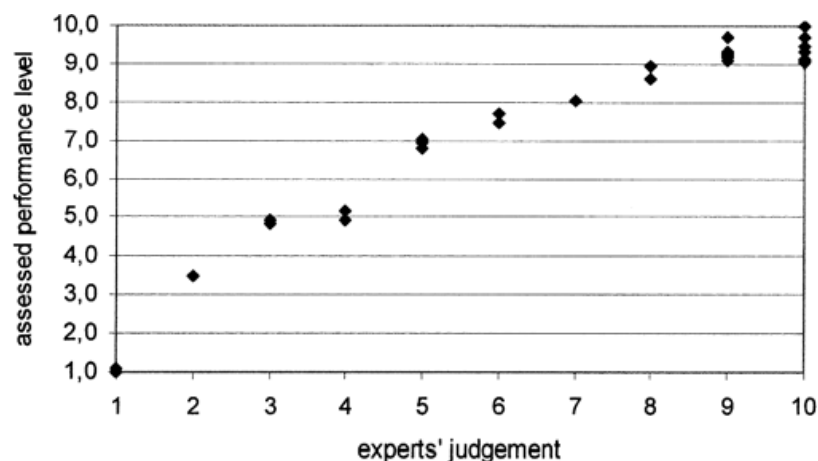


Abbildung 3-4: Vergleich von Bewertung durch Experten und durch Berechnung [7]

Vorteilhaft an der vorgestellten Bewertung ist der geringe Umfang an Eingangsgrößen der notwendig ist. Es muss nur die Geschwindigkeit während der Fahrt gemessen werden, um ein „performance level“ berechnen zu können. Dadurch wäre es großflächig in automatischen Überwachungssystemen in Fahrzeugen einsetzbar, um Fahrer beim Selbstlernprozess für energieeffizientes Fahren zu unterstützen. Die Verteilung der Messpunkte im v - a -Diagramm zeigt einen klaren Zusammenhang zum Fahrstil, welcher für weitere Untersuchungen interessant ist. Durch die Korrelation der berechneten Bewertung mit der Bewertung durch Experten und damit nicht allein mit dem Kraftstoffverbrauch, ist ein kausaler Zusammenhang zwischen „performance level“ und effizienter Fahrweise wahrscheinlich, da der Kraftstoffverbrauch auch von anderen Faktoren abhängt. Der Einfluss von veränderten Fahrwiderständen auf die Bewertung könnte noch genauer dargelegt werden. Die Autoren behaupten, dass die Auswirkung des Reifendrucks auf den Kraftstoffverbrauch vernachlässigbar ist, was bezweifelt werden darf. Außerdem ist die Berücksichtigung des Gefälles gemittelt über die ganze Fahrt relativ ungenau. Hier wäre eine Einbeziehung der Steigung in jedem Messpunkt wünschenswert. Des Weiteren wurde kein Zusammenhang zu den Schadstoffemissionen hergestellt.

3.2 Der Ruck als Bewertungsgröße

Häufig wird der Ruck (engl. „jerk“) eingesetzt, um den Fahrstil zu bewerten. Der Ruck j ist definiert als die zweite Ableitung der Geschwindigkeit v :

$$j = \frac{d^2v}{dt^2} \quad (3-1)$$

Der Ruck kann beispielsweise neben der Beschleunigung als zusätzliche Eingangsgröße einer Fuzzylogik dienen [8]. Im Folgenden soll eine Abhandlung von Murphy et al. an der Universität Michigan-Dearborn vorgestellt werden [9]. Dort wurde vorgeschlagen, den Fahrstil kontinuierlich anhand des Verlaufs des Rucks zu bewerten. Ziel war es dabei, eine Einteilung in eine der drei Kategorien „ruhiger“, „normaler“ und „aggressiver“ Fahrstil vorzunehmen, wobei bei „ruhigem“ Fahrstil der Kraftstoffverbrauch am geringsten und bei „aggressivem“ Fahrstil am höchsten ist. Die Bewertungsgröße γ wurde berechnet aus der Standardabweichung des Rucks SD_j innerhalb eines Fensters, dividiert durch den durchschnittlichen Ruck \bar{j} , der für die gerade vorherrschende Straßenart und Verkehrsdichte anhand eines Algorithmus vorhergesagt wurde:

$$\gamma = \frac{SD_j}{\bar{j}} \quad (3-2)$$

Tabelle 3-1 zeigt die Werte für den durchschnittlichen Ruck \bar{j} für verschiedene Straßenarten und Verkehrsdichten, bezeichnet mit A bis F, wobei A für die niedrigste und F für die höchste Verkehrsdichte steht.

Tabelle 3-1: Durchschnittlicher Ruck für verschiedene Straßenarten und Verkehrsdichten [9]

Straßenart	durchschnittlicher Ruck \bar{j} [m/s ³]
Schnellstraße A	0,2131
Schnellstraße B	0,2126
Schnellstraße C	0,2258
Schnellstraße D	0,2075
Schnellstraße E	0,2401
Schnellstraße F	0,3096
Auffahrt Schnellstraße	0,2925
Ein-/Ausfallstraße AB	0,2580
Ein-/Ausfallstraße CD	0,2825
Ein-/Ausfallstraße EF	0,2460
Lokale Straßen	0,2439

Es wurden zwei Grenzwerte festgelegt. Unter einem Wert der Kennzahl $\gamma < 0,5$ wird der Fahrstil als „ruhig“ bewertet. Über einem Wert von $\gamma \geq 1,0$ wird der Fahrstil als „aggressiv“ angesehen. Liegt die Kennzahl zwischen den beiden Grenzwerten $0,5 \leq \gamma < 1,0$, dann ist der Fahrstil „normal“. Die Berechnung der Kennzahl γ erfolgt kontinuierlich für sich einander überlappende Fenster. Der Zeitschritt ist also geringer als die Fensterbreite. Abbildung 3-5 zeigt die Anwendung des Bewertungsalgorithmus auf einem Segment des US06-Fahrzyklus für verschiedene Fensterbreiten (15, 9, 6 und 3 Sekunden). Die farbigen Linien repräsentieren eine Änderung im Fahrstil. Sind keine Linien vorhanden, wurde der Fahrstil in diesen Fenstern gleich bewertet wie im vorherigen. Magenta bedeutet „ruhiger“ Fahrstil, Grün „normal“ und

Blau „aggressiv“. Rote Linien bedeuten, dass die Geschwindigkeit in diesem Fenster Null ist. Ausgehend von der Erfahrung der Autoren wurde eine Fensterbreite zwischen 6 und 9 Sekunden empfohlen.

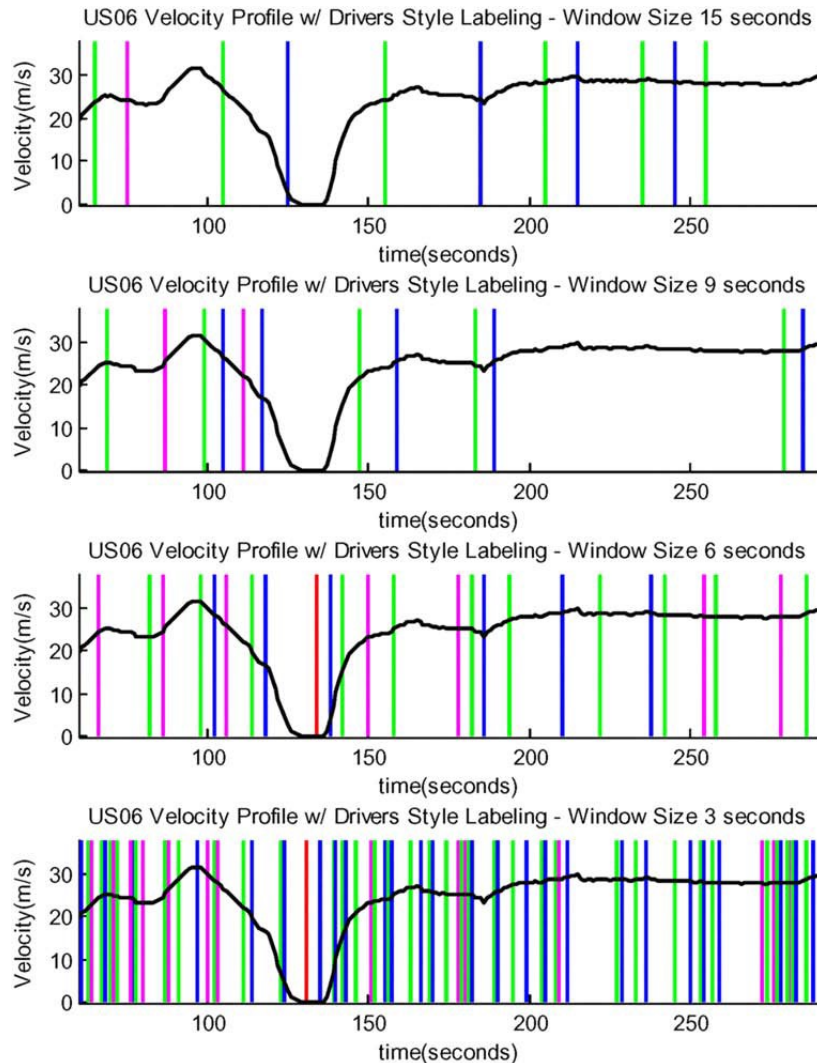


Abbildung 3-5: Anwendung des Bewertungsalgorithmus auf ein Segment des US06-Fahrzyklus für verschiedene Fensterbreiten [9]

Zur Verifikation wurde der auf dem Ruck basierende Bewertungsalgorithmus mit einem auf Beschleunigung basierenden verglichen. Dazu wurde für verschiedene Zyklen die Kraftstoffeffizienz simuliert und deren Durchschnittswerte für Segmente mit gleicher Bewertung des Fahrstils mittels beider Algorithmen berechnet. Dabei wurde jeweils eine Fensterbreite von 9 Sekunden und ein Zeitschritt von 6 Sekunden verwendet, was zu einer Überlappung der Zeitfenster von 3 Sekunden führt. Abbildung 3-6 zeigt die Ergebnisse. Es ist zu erkennen, dass der von den Autoren entwickelte Algorithmus zuverlässig die Segmente übereinstimmend mit den Annahmen zum Kraftstoffverbrauch bzw. zur Kraftstoffeffizienz zuordnet. Nur bei zwei Fahrzyklen (US06 und ARB02) entspricht die Unterscheidung zwischen „ruhigem“ und „normalem“ Fahrstil nicht der Erwartung. Der zum Vergleich herangezogene beschleunigungsbasierte Algorithmus ordnet die Segmente wesentlich schlechter zu. Die vorgestellte Bewertungsmethode wurde daher als anderen Methoden überlegen angesehen.

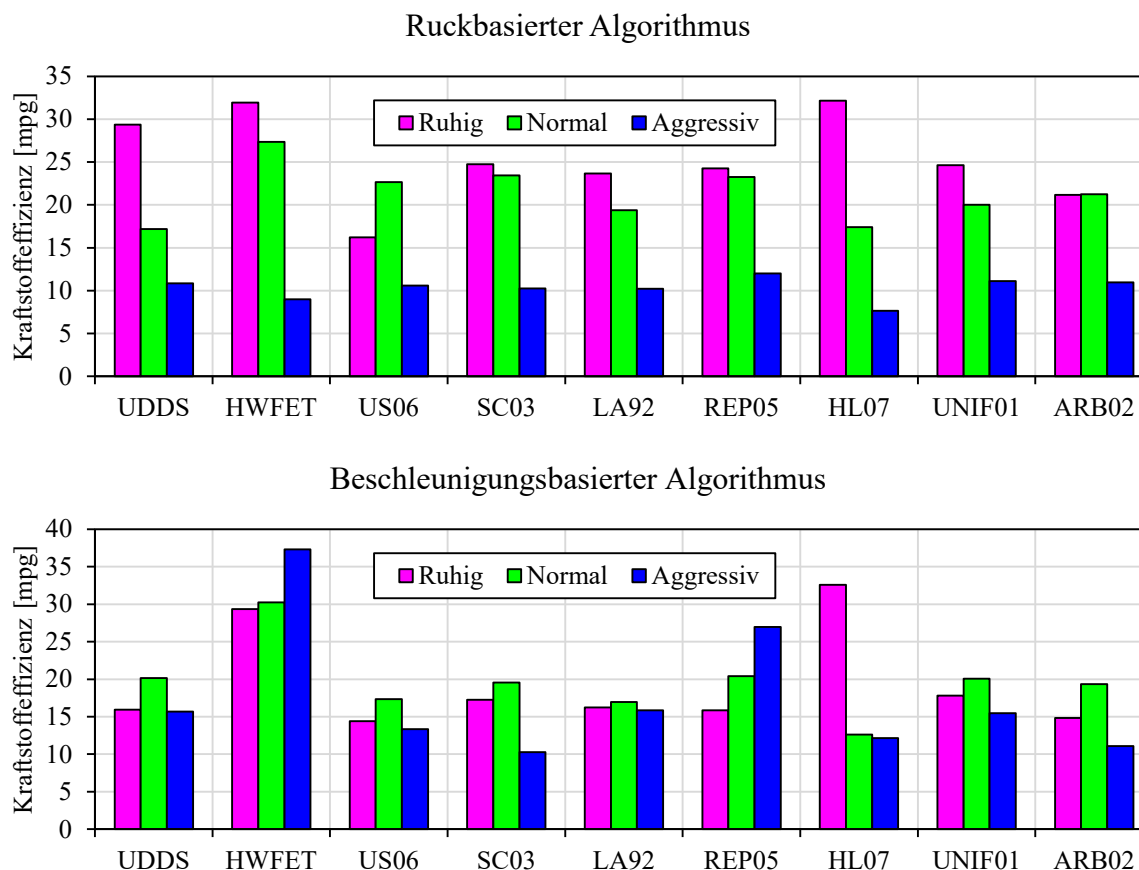


Abbildung 3-6: Vergleich der Bewertung zweier Algorithmen mit simulierter Kraftstoffeffizienz für verschiedene Fahrzyklen [9]

Ein Vorteil des hier präsentierten Algorithmus ist, ähnlich wie in Kapitel 3.1, dass die Geschwindigkeit die einzige Eingangsgröße darstellt. Hier ist aber noch zu untersuchen, welche Informationen für die Vorhersage der Straßenart und Verkehrsdichte notwendig sind. Es kann kritisiert werden, dass der Einfluss von veränderten Fahrwiderständen auf die Korrelation von Bewertung und Kraftstoffverbrauch nicht untersucht wurde. So kann kein allgemein gültiger kausaler Zusammenhang begründet werden. Grundsätzlich zeigt sich aber, dass bei der Bewertung des Fahrstils im Hinblick auf Kraftstoffeffizienz der Ruck eine vielversprechende Bewertungsgröße darstellt.

3.3 Einfluss von allgemeinen Fahrhinweisen auf Emissionen

In diesem Kapitel sollen die Ergebnisse einer Studie vorgestellt werden, die zwischen 2000 und 2002 von der schwedischen Straßenbehörde und weiteren Unternehmen durchgeführt wurde [10]. Ziel war es, die Auswirkungen der EcoDriving Methode auf die Emissionen zu untersuchen. Bei der EcoDriving Methode handelt es sich um ein Konzept bestehend aus allgemeinen Fahrhinweisen, die kraftstoffsparendes Fahren ermöglichen sollen und welche von speziell geschulten Fahrlehrern an Fahrschulen gelehrt werden. Die Methode ist in Skandinavien weit verbreitet. Ähnliche Konzepte existieren aktuell auch in Österreich [11]. Die folgenden Stichpunkte stellen die Grundprinzipien der EcoDriving Methode dar:

- Beim Losfahren so schnell wie möglich hochschalten und dabei ein Drittel bis die Hälfte des gesamten Gaspedalwegs nutzen.
- In jedem Gang bis zu jener Drehzahl beschleunigen, bei der das maximale Drehmoment anliegt (bei ca. 3000 min^{-1}), stark erhöhte Drehzahlen aber vermeiden.

- Vorausschauend fahren und dabei die Motorbremse nutzen, um möglichst lange zu Rollen ohne zu Stoppen.
- Fahrweise an die Verkehrsdichte im Umfeld anpassen.
- Mit konstanter Gaspedalstellung fahren (bei ca. 2000 min⁻¹) und dabei je nach Steigung möglichst den vierten oder fünften Gang nutzen.
- Bei leistungsstarken Fahrzeugen das Gaspedal besser stärker betätigen, anstatt herunterzuschalten.

Ziel war es, den Kraftstoffverbrauch und die Emissionen von Fahrern, die in der EcoDriving Methode geschult waren, mit den Werten von normalen Fahrern zu vergleichen. Dazu wurden zunächst zwei damals aktuelle und für Schweden repräsentative Fahrzeuge mit Ottomotor ausgewählt, mit denen die Messungen durchgeführt wurden (siehe Tabelle 3-2).

Tabelle 3-2: Verwendete Fahrzeuge zur Untersuchung der EcoDriving Methode

Fahrzeug	Volvo S80	Toyota Corolla
Hubraum	2,4 dm ³	1,4 dm ³
Leistung	125 kW	71 kW
Abgasnorm	Euro 4	Euro 3

Als Route wurde eine 20,5 km lange Strecke in einem Vorort Göteborgs ausgewählt, deren Zusammensetzung repräsentativ für ein urbanes Umfeld sei. Die auf der Straße aufgezeichneten Fahrten wurden am Rollenprüfstand nachgefahren und dabei Kraftstoffverbrauch und Emissionen (HC und NO_x) gemessen. So konnten 70 auswertbare Datensätze generiert werden, davon 34 von normalen Fahrern (10 mit Volvo und 24 mit Toyota) und 36 von geschulten EcoDrivern (22 mit Volvo und 14 mit Toyota).

Die Ergebnisse zeigen nur für den Volvo einen signifikanten Unterschied im Kraftstoffverbrauch zwischen den beiden Gruppen. Die EcoDriver hatten dort einen im Durchschnitt um 8,1 % niedrigeren Verbrauch als die Vergleichsgruppe. Bei den HC- und NO_x-Emissionen waren die Unterschiede bei beiden Fahrzeugen nur gering und nicht statistisch signifikant. In der Diskussion wurde versucht, diese Ergebnisse durch eine Korrelationsanalyse der aufgezeichneten Messdaten zu erklären. Dabei wurden für beide Fahrzeuge Parameter identifiziert, welche signifikant mit dem Kraftstoffverbrauch korrelieren. Viele davon werden auch durch die EcoDriving-Regeln beeinflusst, wie zum Beispiel die durchschnittliche positive Beschleunigung oder die Zeitanteile in niedrigen Gängen. Für den Toyota hat sich für diese Parameter kein statistisch signifikanter Unterschied zwischen den EcoDrivern und den normalen Fahrern gezeigt. Die Autoren vermuten, dass der wesentlich kleinere Toyota die Fahrer von sich aus zu einer sparsamen Fahrweise ermutigt. Bei der Auswertung einer im Vorhinein durchgeführten Befragung wurde außerdem festgestellt, dass jene Fahrer, die angegeben haben, ihren Kraftstoffverbrauch regelmäßig zu verfolgen auch bessere Verbrauchsergebnisse erzielt haben. Fahrer, welche aus mehreren Parametern nicht jene auswählen konnten, die mit dem Kraftstoffverbrauch in Zusammenhang standen, schnitten zudem besonders schlecht ab. Daraus wurde gefolgert, dass die Motivation der Fahrer einen entscheidenden Einfluss auf den Erfolg der EcoDriving Methode hat.

Die Erkenntnisse, dass der Erfolg von Fahrregeln sowohl vom Fahrzeug als auch von der Motivation der Fahrer abhängig ist, sind weiterhin von Bedeutung. Die vorgestellte EcoDriving Methode ist durch Änderungen in der Motorentechnologie und den gestiegenen Anteil an

Dieselfahrzeugen möglicherweise nicht mehr gleichermaßen anwendbar. Zu kritisieren ist, dass bei den durch Korrelation als signifikant für den Kraftstoffverbrauch bewerteten Parametern kein kausaler Zusammenhang dargelegt wurde.

3.4 Einfluss von spezifischen Fahrhinweisen auf Emissionen

Noch effektiver als allgemeine Spritspartipps sind spezifische Fahrhinweise, welche die aktuelle Fahrsituation berücksichtigen. Im Folgenden soll ein Forschungsprojekt vorgestellt werden, dessen Ziel es war ein Tool zu entwickeln, welches spezifische Hinweise während der Fahrt anzeigt [12]. Aus kontinuierlich aufgezeichneten Fahrzeugdaten sollte in einer Datenverarbeitung die Fahrsituation bestimmt werden, um daraus Fahrhinweise zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs abzuleiten und diese dem Fahrer über eine Schnittstelle anzuzeigen. Abbildung 3-7 zeigt das Flussdiagramm des gesamten Modells. In der ersten Stufe wird der aktuelle Fahrzustand einem von neun vordefinierten Zuständen zugeordnet. Daraufhin wird für den aktuellen Fahrzustand das optimale Fahrverhalten in zwei Ebenen (Stufe 2 und 3) bestimmt. Weicht der aktuelle Fahrstil von dem optimalen zu stark ab, wird ein spezifischer Fahrhinweis generiert (Stufe 4). Die letzte Stufe des Modells beinhaltet eine Überprüfung bevor der Hinweis endgültig angezeigt wird, um Konflikte und unsichere Situationen zu vermeiden.

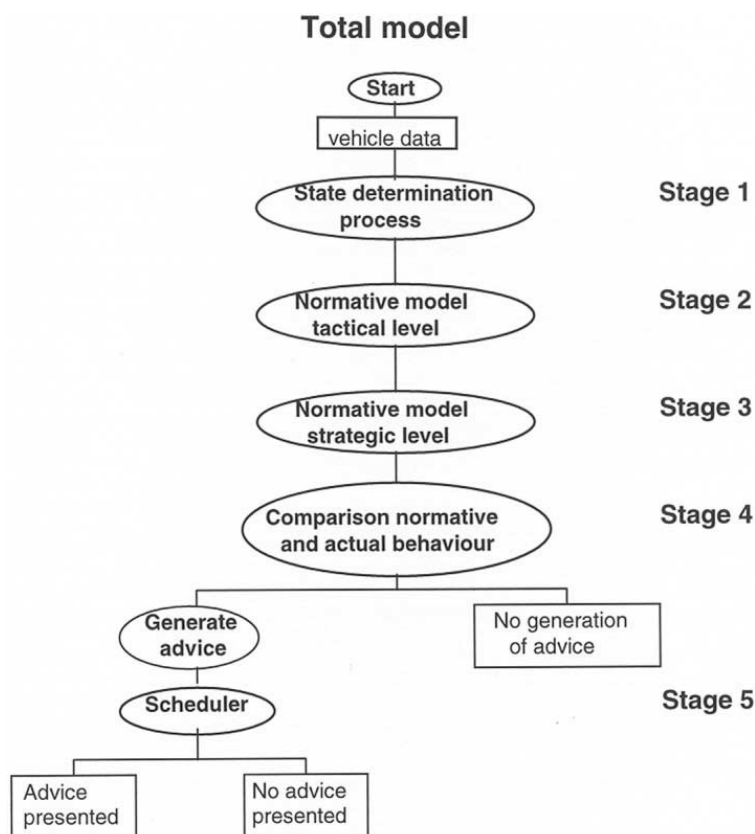


Abbildung 3-7: Flussdiagramm des Gesamtmodells mit fünf Stufen [12]

Folgende Messdaten fließen mit einer Frequenz von 3 Hz in das Modell ein:

- Geschwindigkeit
- Motordrehzahl
- Kupplungsposition
- Gang
- Gaspedalstellung

- Bremskraft
- Lenkwinkel
- Abstand zum vorausfahrenden Fahrzeug

Bei der Auswahl dieser Eingangsgrößen wurde versucht, sich auf Daten zu beschränken, die bereits im Fahrzeug verfügbar sind, sodass keine zusätzlichen Sensoren verbaut werden müssen. Die Autoren schreiben, dass der Abstand zum vorausfahrenden Fahrzeug über die Sensoren einer automatischen Abstandsregelung oder eines Kollisionswarners verfügbar sein kann. Diese Messgröße sei wichtig, um zu bestimmen, ob das Anzeigen eines Hinweises zu Konflikten bezüglich der Sicherheit führen könnte. Beispielsweise könnte es unsicher sein, dem Fahrer den Hinweis zu geben stärker zu beschleunigen, wenn vor ihm ein langsames Fahrzeug fährt. Außerdem wird angemerkt, dass die Fahrbahnsteigung als zusätzliche Größe sehr wichtig wäre, da sie großen Einfluss auf den Fahrwiderstand hat.

Als Schnittstelle zum Fahrer wurde ein 6 Zoll Bildschirm neben dem Lenkrad platziert (siehe Abbildung 3-8). Dort werden die spezifischen Fahrhinweise angezeigt. Zusätzlich wird über Leuchtdioden in drei Farben angedeutet, wie weit, bezogen auf den jeweiligen Hinweis, das aktuelle vom optimalen Fahrverhalten abweicht.

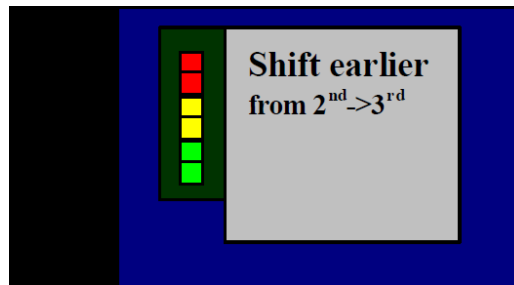


Abbildung 3-8: Schnittstelle zum Fahrer mit beispielhaftem Fahrhinweis [12]

Neben den Messdaten sind weitere fahrzeugspezifische Eingangsgrößen für die Datenverarbeitung notwendig. Dazu zählen die Getriebeübersetzungen, das Fahrzeuggewicht, Roll- und Luftwiderstandswerte sowie das spezifische Verbrauchskennfeld (siehe Abbildung 3-9). Das Verbrauchskennfeld gibt den Kraftstoffverbrauch pro Kilowattstunde über Drehmoment und Drehzahl an.

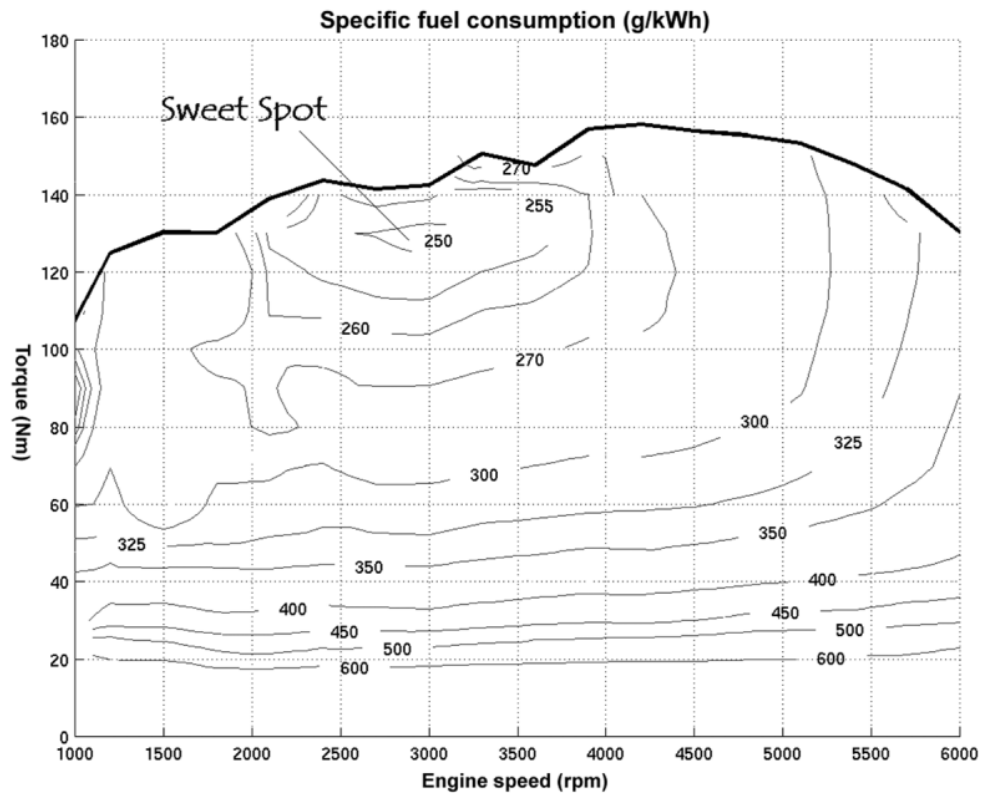


Abbildung 3-9: Spezifisches Verbrauchskennfeld [12]

Ziel des ganzen Systems sei es, wenn möglich den Betriebspunkt des Motors Richtung Bestpunkt zu verschieben, insbesondere beim Beschleunigen. Die Autoren merken an, dass es durch die festen Gangübersetzungen und den geringen Leistungsbedarf bei Konstantfahrt nicht möglich sei, den Motor immer im Bestpunkt zu betreiben.

Die Bestimmung des Fahrzustands erfolgt hierarchisch anhand von im Modell hinterlegten Konstanten und der Messgrößen. Abbildung 3-10 zeigt das entsprechende Flussdiagramm zur Einteilung in einen der neun Zustände Rückwärtsfahrt, Kurvenfahrt, Parken, Leerlauf, Kriechfahrt, Schalten, Beschleunigen, Verzögern oder Konstantfahrt in Stufe 1 des Modells.

Stage 1: State determination

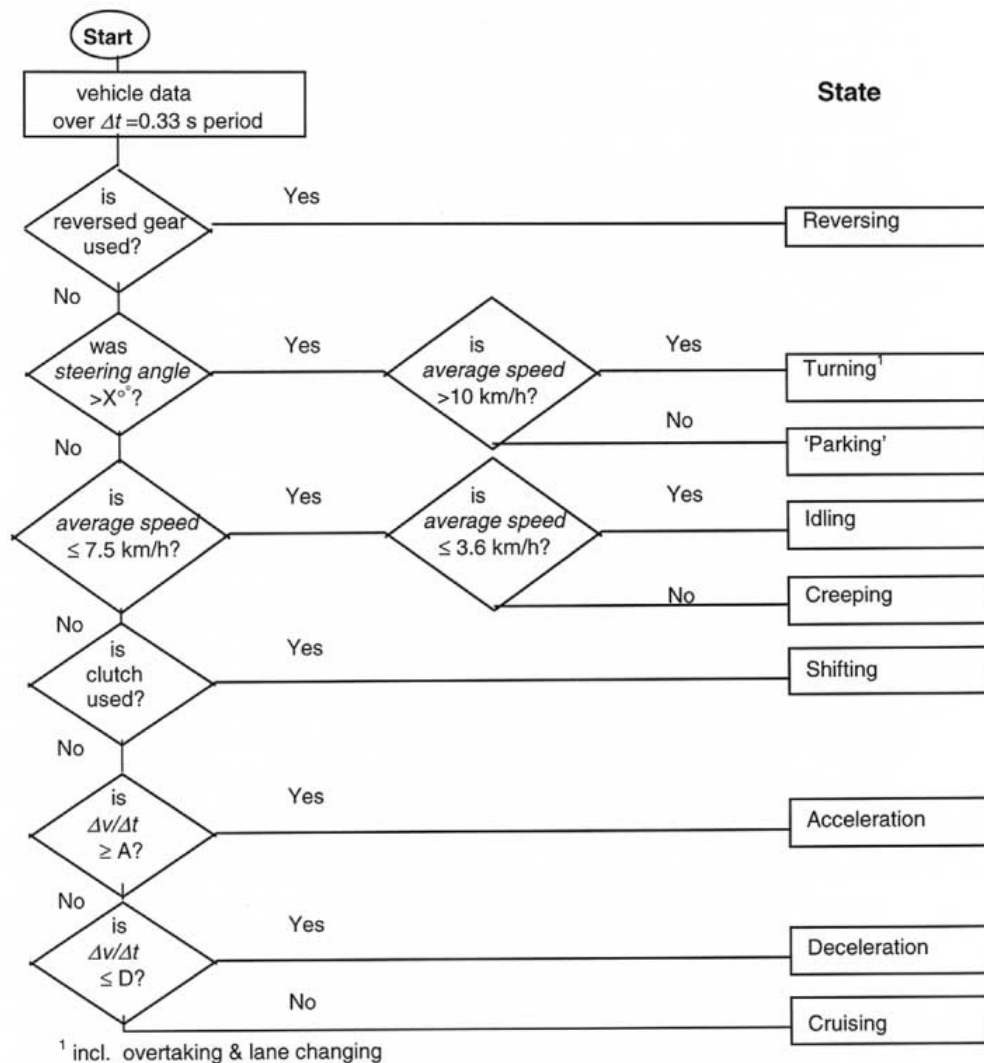


Abbildung 3-10: Flussdiagramm Fahrzustandsbestimmung, Stufe 1 [12]

Ein Zeitabschnitt, in dem sich der Fahrzustand nicht ändert, wird als ein Manöver angesehen, wobei Unterbrechungen durch Schalten ignoriert werden. Die zweite Stufe des Modells beinhaltet die taktische Ebene. Dort wurde für jede Art von Manöver ein normatives Modell zur Minimierung des Kraftstoffverbrauchs entwickelt. Abbildung 3-11 zeigt beispielhaft das normative Modell für das Manöver „Beschleunigen“. Bei der Entwicklung der Modelle wurden mehrere Prinzipien befolgt. Grundlage ist die Berechnung des Leistungsbedarfs für ein bestimmtes Manöver. Wenn keine Leistung benötigt wird, wurde angenommen, dass der Motor ausgekuppelt oder, bei Stillstand, abgestellt hätte sein können. Dies ist für heutige Motoren mit Direkteinspritzung und Schubabschaltung nicht mehr gültig. Durch Vergleich der Betriebspunkte im Verbrauchskennfeld in horizontaler Ebene für unterschiedliche Drehzahlen bzw. Gänge bei aktuellem Leistungsbedarf kann der günstigste Gang ermittelt werden. Bei Beschleunigungs- und Verzögerungsmanövern kann durch Verschiebung des Betriebspunkts in vertikaler Richtung und damit durch Änderung der Gaspedalstellung der Kraftstoffverbrauch optimiert und somit für diese Manöver die optimale Rate an Beschleunigung bzw. Verzögerung ermittelt werden. Bei Konstantfahrt seien die Möglichkeiten Kraftstoff einzusparen begrenzt, da der Verbrauch pro Strecke über der Geschwindigkeit einer U-förmigen Kurve folge und damit die Wahl der Geschwindigkeit entscheidend sei. Für dieses Manöver steht für die Autoren nicht die Optimierung des Betriebspunkts in vertikaler Richtung im Vordergrund, sondern die

richtige Gangwahl und ein sanftes Betätigen des Gaspedals. Dem Fahren mit überhöhter Geschwindigkeit soll auf dieser Stufe ebenfalls entgegengewirkt werden.

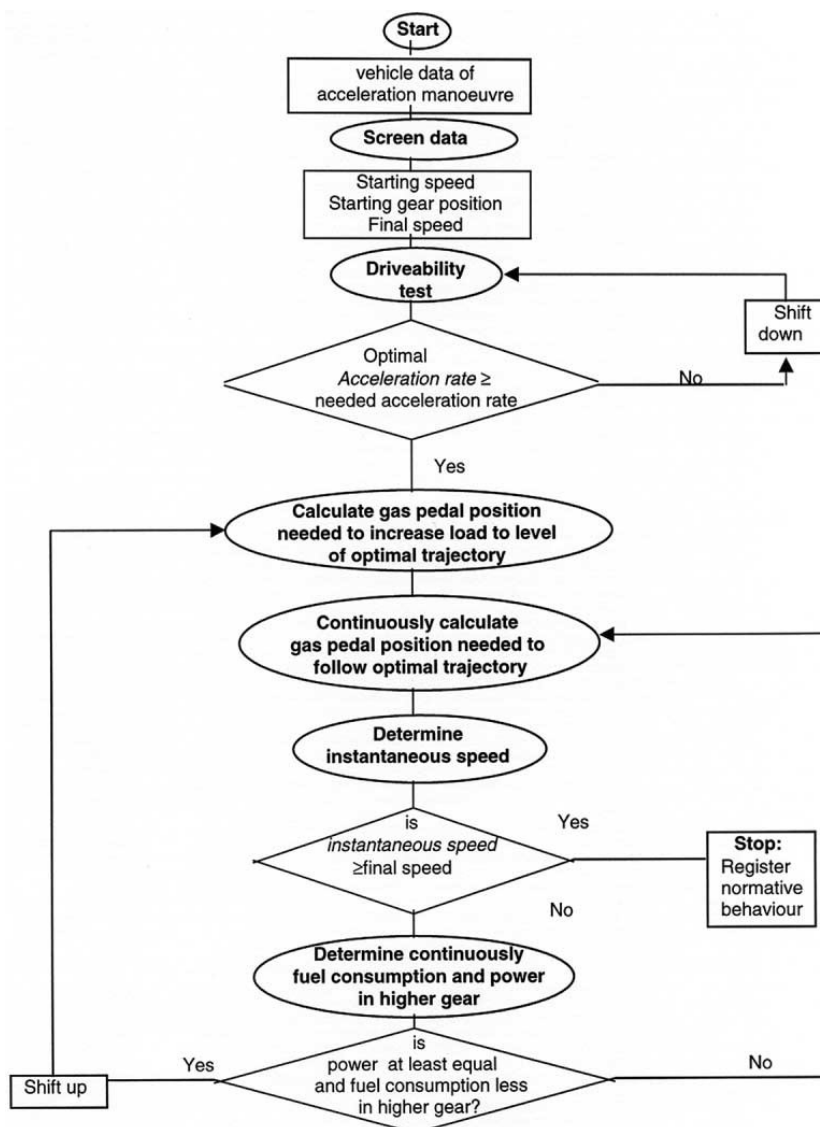


Abbildung 3-11: Normatives Modell für das Manöver „Beschleunigen“, Stufe 2 [12]

Die dritte Stufe beinhaltet die strategische Ebene des normativen Modells. Hier wurden Regeln formuliert, die sich auf eine Abfolge von Manövern beziehen und damit längere Zeitabschnitte bewerten:

1. Die Fahrt nicht mit Leerlauf beginnen.
2. Den Motor abschalten, wenn er länger als 15 Sekunden im Leerlauf läuft.
3. Leerlauf und Kriechfahrt soll zusammen nicht länger als 20 Sekunden andauern.
4. Notfallbremsungen sollen nicht öfter als zwei Mal pro Stunde auftreten.
5. Auf Beschleunigung soll nicht kurz darauf Verzögerung folgen.
6. Auf Verzögerung soll nicht kurz darauf Beschleunigung folgen (außer bei Kurvenfahrt)
7. Nur Überholen, wenn bald darauf die geplante Reisegeschwindigkeit erreicht werden kann.

In der vierten Stufe wird das aktuelle mit dem normativ optimalen Fahrverhalten, welches in den Stufen zwei und drei ermittelt wurde, verglichen. Liegt die Abweichung über einem

definierten Grenzwert, wird ein Hinweis generiert. Für jedes Manöver auf taktischer Ebene und für die strategische Ebene gibt es einen eigenen Hinweisgenerator. Wenn länger als vier Minuten kraftstoffeffizient gefahren wird, wird auch positives Feedback angezeigt. Nach Generierung eines Hinweises wird dieser in der nächsten Stufe überprüft, bevor er an die Schnittstelle weitergeleitet wird. Dabei wird sichergestellt, dass sich aufeinanderfolgende Hinweise nicht offensichtlich widersprechen, um Verwirrung beim Fahrer zu vermeiden. Falls hier ein Konflikt erkannt wird, wird der Hinweis im Puffer gespeichert und nach einer Sekunde neu bewertet. Außerdem wird, soweit möglich, überprüft, ob der Hinweis die Sicherheit gefährdet.

Zur Validierung des Tools wurde eine Testreihe in einem Fahrsimulator durchgeführt. 88 Teilnehmer wurden dabei in vier gleich große Gruppen eingeteilt. Die Kontrollgruppe (Control group) erhielt keine Unterstützung während der Fahrt. Die Vergleichsgruppe (Existing group) wurde durch ein bereits vorhandenes Tool unterstützt. Dieses zeigt alle drei Minuten den durchschnittlichen Kraftstoffverbrauch der letzten Periode an. Die dritte Gruppe (Advice group) erhielt kurze Hinweise über das neu entwickelte Tool. Auch die vierte Gruppe (Extended advice group) wurde von dem neuen Tool unterstützt, hier wurden jedoch längere und detailliertere Hinweise angezeigt. Jeder Teilnehmer unternahm sechs Fahrten auf einer Strecke von 18 km durch städtische Umgebung, über Land und auf der Autobahn (5, 7 und 4 km). In der ersten Fahrt wurden die Fahrer aller Gruppen angewiesen, normal zu fahren. In der zweiten Fahrt sollte so sparsam wie möglich gefahren werden. Während der letzten vier Fahrten galt wieder die Anweisung sparsam zu fahren und zusätzlich wurden die Teilnehmer, bis auf die Kontrollgruppe, durch das jeweilige Tool unterstützt. Abbildung 3-12 zeigt für jede Gruppe den durchschnittlichen Kraftstoffverbrauch der Fahrten drei bis sechs über die ganze Strecke. Abbildung 3-13 zeigt den Kraftstoffverbrauch über die sechs Fahrten für die vier Gruppen während des städtischen Teils der Strecke.

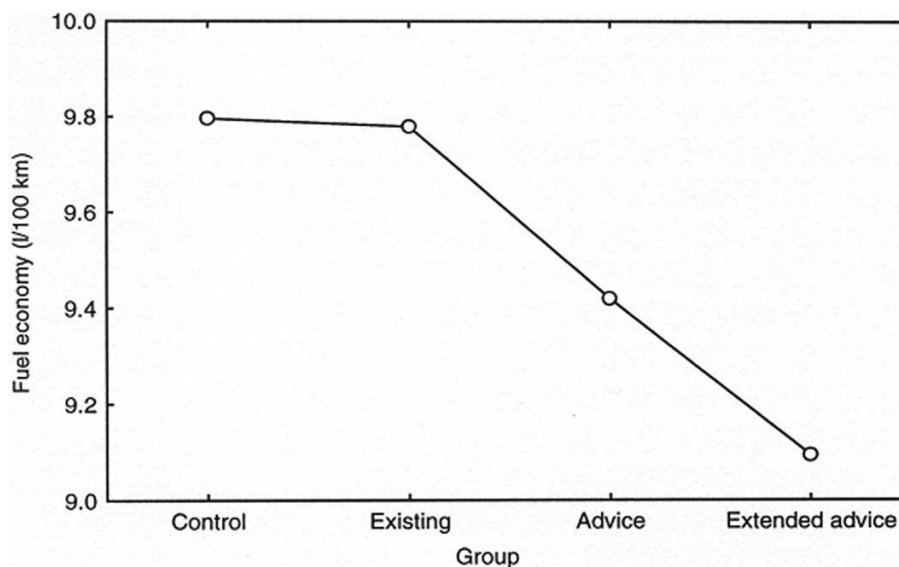


Abbildung 3-12: Kraftstoffverbrauch der Fahrten 3-6 über Gruppen und gesamte Strecke [12]

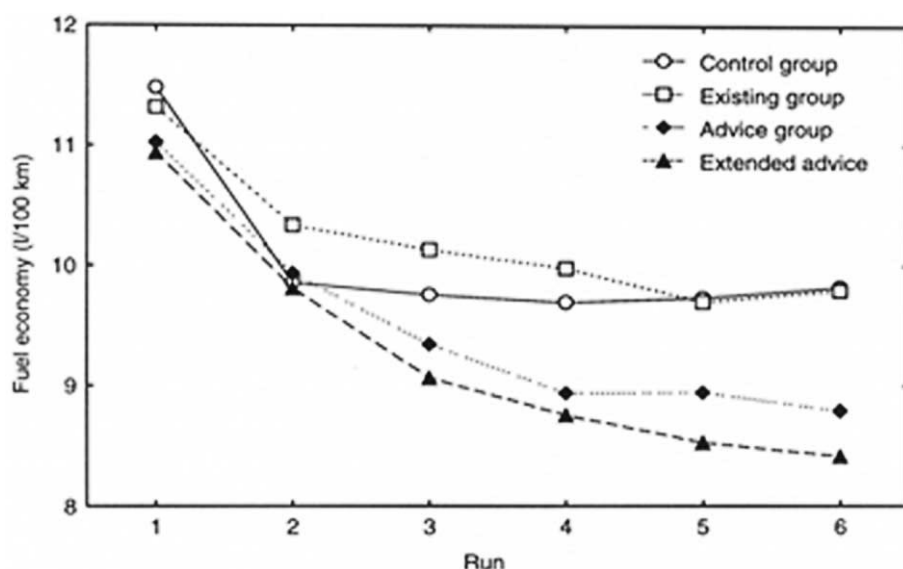


Abbildung 3-13: Kraftstoffverbrauch der Gruppen über Fahrten in städtischer Umgebung [12]

Die Ergebnisse wurden mit statistischen Methoden ausgewertet. Während den ersten beiden Fahrten zeigte sich kein Unterschied zwischen den Gruppen. In den Fahrten drei bis sechs unterschied sich der Kraftstoffverbrauch zwischen den Gruppen signifikant. Die Gruppe, welche detaillierte Hinweise vom neuen Tool erhielt, konnte signifikant bessere Ergebnisse erzielen als die Vergleichs- und die Kontrollgruppe. Zwischen den Gruppen mit kurzen und ausführlichen Hinweisen konnte kein signifikanter Unterschied festgestellt werden, jedoch fuhr nur letztere signifikant besser als die Kontrollgruppe. Der Kraftstoffverbrauch konnte durch das neue Tool mit detaillierten Hinweisen um 16 %, verglichen mit normaler Fahrweise (Fahrt 1) bzw. um 7 %, verglichen mit sparsamer Fahrweise ohne Unterstützung (Fahrt 2), gesenkt werden. Die Einsparungen in urbanen Verkehrsbedingungen waren dort mit 14 % bzw. 23 % nochmal am größten (siehe Abbildung 3-13). Die Fahrzeit wurde durch Anwendung des Tools nicht signifikant verlängert. Durch Analyse der angezeigten Hinweise konnte festgestellt werden, dass der Rückgang im Kraftstoffverbrauch hauptsächlich auf ein geändertes Schaltverhalten beim Beschleunigen zurückzuführen sei. Fahrer würden früher in höhere Gänge wechseln, insbesondere vom zweiten in den dritten Gang.

Bei der in dem beschriebenen Forschungsprojekt vorgestellte Methode zur Ermittlung des Fahrverhaltens ist insbesondere der analytische Ansatz hervorzuheben. Ausgehend von der Unterscheidung verschiedener Fahrsituationen und der Bestimmung des aktuellen Leistungsbedarfs kann, durch die Einbeziehung von Verbrauchskennfeld (Verbrauch pro Arbeit) und der U-förmigen Verteilung der CO₂-Emissionen pro Strecke über der Geschwindigkeit, ein kausaler Zusammenhang zwischen Fahrverhalten und Kraftstoffverbrauch begründet werden. Damit ist das Tool auf alle Fahrzeugtypen anwendbar. Von großer Bedeutung ist dabei, genau wie bei auf Kennfeldern basierenden Emissionssimulationen, die Genauigkeit der Eingangsgrößen. Hier wäre, wie von den Autoren selbst angemerkt, noch die Einbeziehung der Steigung notwendig. Durch die auf die aktuelle Fahrsituation bezogenen spezifischen Hinweise kann der Fahrstil offenbar effektiv beeinflusst werden. Es muss noch untersucht werden, wie sich das Befolgen der Fahrhinweise, insbesondere beim Beschleunigen, auf die Schadstoffemissionen auswirkt. Allerdings ist das beschriebene Modell in der Umsetzung äußerst aufwendig. Die relativ hohe Messfrequenz von 3 Hz verbunden mit der Auswertung der Daten in Echtzeit machen das Modell teuer und damit ungeeignet für eine großflächige Implementierung. Möglicherweise ist ein CAN-Bus notwendig.

4 Analytische und simulative Untersuchung

Um einen kausalen Zusammenhang zwischen Fahrstil und Emissionen herstellen zu können, ist eine analytische Betrachtung der physikalischen Einflüsse sinnvoll. Damit können in weiterer Folge allgemeine Beziehungen und Regeln für einen emissionsarmen Fahrstil aufgestellt werden. In diesem Kapitel sollen die Zusammenhänge durch analytische Untersuchungen und Simulationen aufgezeigt werden. Bei der Reduktion von Schadstoffemissionen soll sich dabei auf die Betrachtung von Stickstoffoxiden beschränkt werden. Diese stellen die wohl am schwersten durch Abgasnachbehandlung zu beherrschende Emissionskomponente dar, nicht nur bei Dieselmotoren, sondern zunehmend auch bei modernen direkteinspritzenden Ottomotoren, welche in manchen Betriebszuständen nicht mit stöchiometrischen Luftverhältnis arbeiten (Scavenging, Gemischanreicherung) [13, 14]. Im Folgenden wird dabei auch auf die Schaltstrategie eingegangen, welche bei Fahrzeugen mit manuellem Getriebe neben dem Beschleunigungs- bzw. Bremsverhalten und der Wahl der Geschwindigkeit zu den Verhaltensweisen zählen, die unter dem Begriff Fahrstil zusammengefasst werden können.

4.1 Analytische Betrachtungen und theoretische Fahrregeln

Setzt man in die Leistungsbilanz (Gleichung (2-1)) alle in Kapitel 2.1 formulierten Terme ein, erhält man eine vollständige Gleichung zur näherungsweisen Berechnung der effektiven Motorleistung P_e :

$$P_e = \left((m_{FZg} + m_{Zu}) \cdot g \cdot (f_{r0} + f_{r1} \cdot v) + c_w \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 + (m_{FZg} + m_{Zu} + m_{rot}) \cdot a + (m_{FZg} + m_{Zu}) \cdot g \cdot p + f_{Reib} \right) \cdot v + P_{Neb} \quad (4-1)$$

Die effektive Motorleistung P_e ist proportional zu den CO₂-Emissionen. Abbildung 4-1 zeigt zwei CO₂-Kennfelder für einen Diesel- (links) und einen Ottomotor (rechts) der Abgasnorm Euro 6d-TEMP. Die Daten stammen aus dem HBEFA 4.1 und bilden Durchschnittsfahrzeuge ab. Die CO₂-Emissionen sind dabei jeweils über die normierte Drehzahl n_{norm} und die normierte effektive Motorleistung $P_{e,norm}$ aufgetragen. Die Normierung wird anhand der Gleichungen (4-2) und (4-3) durchgeführt. Es ist deutlich erkennbar, dass die absoluten CO₂-Emissionen und damit der Kraftstoffverbrauch ansteigen, je größer die vom Motor zu verrichtende Arbeit ist. Zusätzlich ist eine leichte Abhängigkeit von der Motordrehzahl erkennbar.

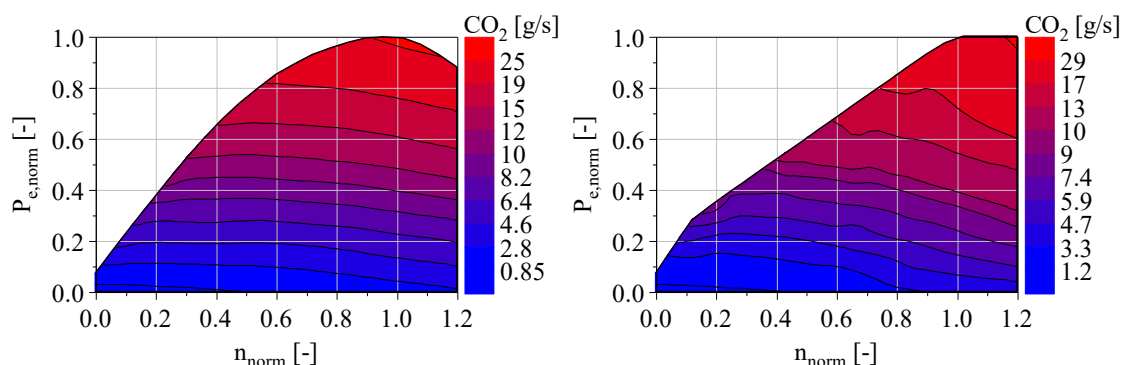


Abbildung 4-1: CO₂-Kennfelder mit absoluten Emissionen für Euro 6d-TEMP Diesel- (links) bzw. Ottomotor (rechts) aus HBEFA 4.1

$$P_{e,norm} = \frac{P_e}{P_{Nenn}} \quad (4-2)$$

$P_{e,norm}$	effektive Motorleistung, normiert	[-]
P_e	effektive Motorleistung	[kW]
P_{Nenn}	Nennleistung	[kW]

$$n_{norm} = \frac{n - n_{Leer}}{n_{Nenn} - n_{Leer}} \quad (4-3)$$

n_{norm}	Motordrehzahl, normiert	[-]
n	Motordrehzahl	[min ⁻¹]
n_{Leer}	Leerlaufdrehzahl	[min ⁻¹]
n_{Nenn}	Nenn Drehzahl	[min ⁻¹]

Ist die zu verrichtende Arbeit bekannt und absolute Freiheit bei der Wahl des Betriebspunkts gegeben, kann eine Optimierung der CO₂-Emissionen anhand des spezifischen Verbrauchskennfelds erfolgen. Abbildung 4-2 zeigt die Kennfelder aus Abbildung 4-1 mit den spezifischen Emissionen pro verrichtete Arbeitseinheit. Dort ergibt sich ein Bestpunkt, der typischerweise bei mittlerer Drehzahl in der Nähe der Volllastkurve liegt. Durch Wahl des Betriebspunkts so nah wie möglich am Bestpunkt, kann der Verbrauch für die zu verrichtende Arbeit optimiert werden.

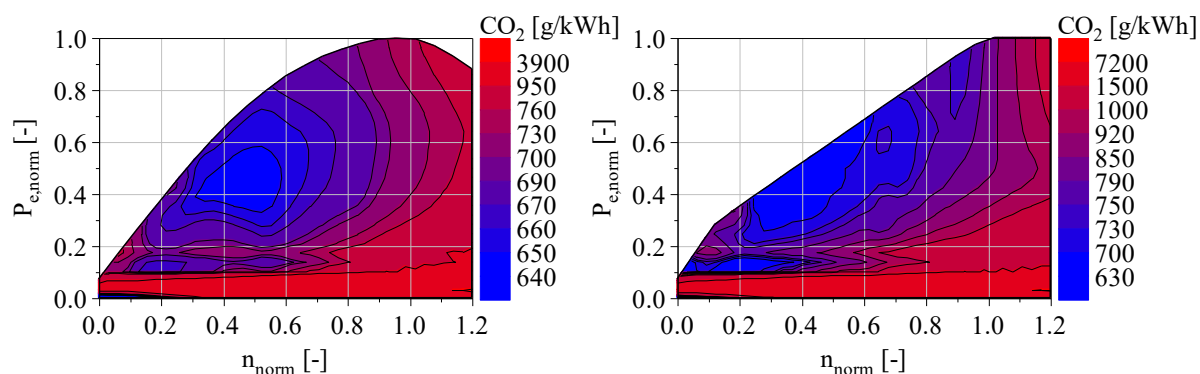


Abbildung 4-2: CO₂-Kennfelder mit spezifischen Emissionen für Euro 6d-TEMP Diesel- (links) bzw. Ottomotor (rechts) aus HBEFA 4.1

Für Verbrennungsmotoren, die in Fahrzeugen im Straßenverkehr eingesetzt werden, kann diese Optimierungsstrategie jedoch nicht durchgehend angewandt werden. Die zu verrichtende Arbeit ist nicht bekannt, da sie mitunter von Faktoren abhängig ist, die der Fahrer nicht beeinflussen kann. Dazu zählen zum Beispiel vorausfahrende Fahrzeuge bzw. die Verkehrsdichte oder Ampelschaltungen. Dadurch wird auch die freie Wahl des Betriebspunkts stark eingeschränkt. Der Betriebspunkt kann in vertikaler Richtung nur durch Änderung von Geschwindigkeit und Beschleunigung beeinflusst werden. Die Wahl der Geschwindigkeit ist dabei zusätzlich durch die zulässige Höchstgeschwindigkeit begrenzt. In horizontaler Richtung kann der Betriebspunkt nur durch Änderung des Gangs, abhängig von den Übersetzungen, beeinflusst werden. Aus diesen Gründen ist es sinnvoller, grundsätzlich die spezifischen Emissionen pro Streckeneinheit zu optimieren. Das Ziel einer Fahrt ist es schließlich das Zurücklegen einer gewissen Strecke und nicht die Verrichtung einer bestimmten Arbeit.

Aus Gleichung (4-1) erhält man durch Division durch die Geschwindigkeit v die spezifische effektive Motorarbeit pro Streckeneinheit w_e . Die Terme wurden dabei nach der Ordnung der Geschwindigkeit v sortiert.

$$\begin{aligned}
 w_e &= \frac{P_e}{v} \\
 &= c_w \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 + (m_{FZg} + m_{Zu}) \cdot g \cdot f_{r1} \cdot v + P_{Neb} \cdot v^{-1} \\
 &\quad + (m_{FZg} + m_{Zu} + m_{rot}) \cdot a + (m_{FZg} + m_{Zu}) \cdot g \cdot (f_{r0} + p) + f_{Reib}
 \end{aligned} \tag{4-4}$$

Gleichung (4-4) entspricht einem Polynom 2. Ordnung der Form:

$$w_e(v) = w_3 \cdot v^2 + w_2 \cdot v + w_1 \cdot v^{-1} + w_0 \tag{4-5}$$

Abbildung 4-3 zeigt den Verlauf von w_e über der Geschwindigkeit v für die zwei bereits bekannten Durchschnittsfahrzeuge der Abgasnorm Euro 6d-TEMP aus dem HBEFA 4.1. Die Kurven zeigen eine charakteristische U-Form mit $\lim_{v \rightarrow 0} w_e(v) = \infty$ und einem globalen Minimum, das jeweils bei etwas mehr als $v = 40$ km/h liegt. Die Beschleunigung wurde dabei mit $a = 0$ m/s² und die Steigung mit $p = 0$ % angenommen. Die gezeigten Werte entsprechen also einer Konstantfahrt auf ebener Strecke.

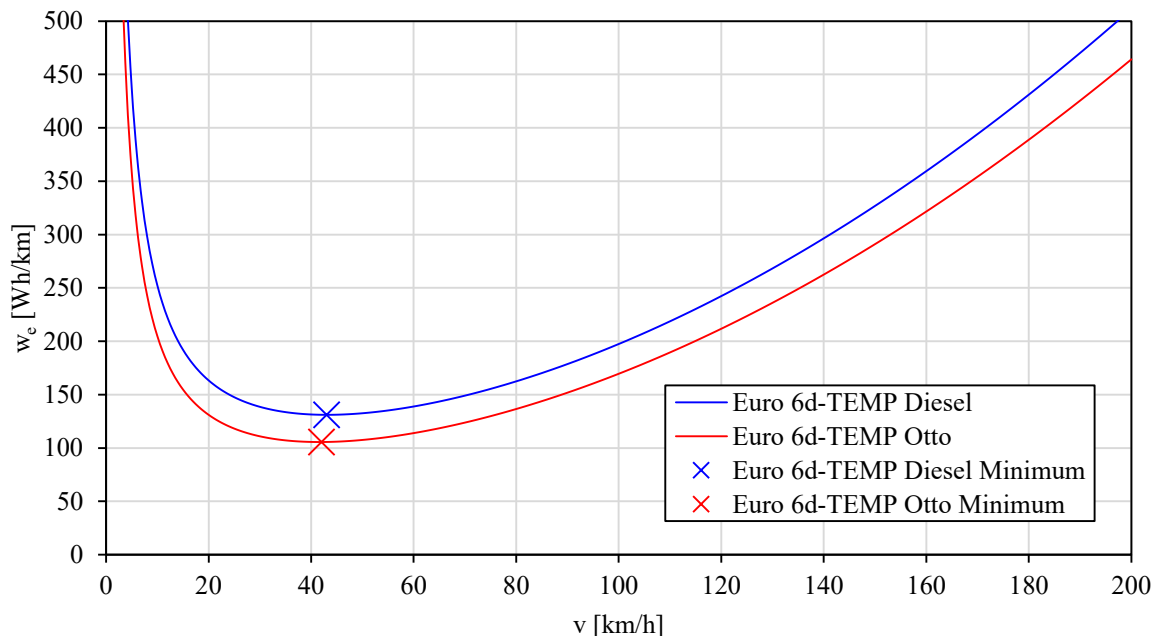


Abbildung 4-3: Verlauf der spezifischen effektiven Motorarbeit über der Geschwindigkeit für zwei Durchschnittsfahrzeuge aus HBEFA 4.1

Anhand einer Gegenüberstellung der Gleichungen (4-4) und (4-5) kann ermittelt werden, wie sich eine Änderung der einzelnen Parameter auf den Verlauf der Kurve und damit auf die Lage des globalen Minimums auswirkt. Dabei ist vor allem die horizontale Lage des Minimums von Interesse, da sie bestimmt, bei welcher Geschwindigkeit die spezifische effektive Arbeit pro Kilometer minimal ist. Abbildung 4-4 stellt diese Zusammenhänge grafisch dar. Dabei sind niedrige Werte der entsprechenden Parameter in der blauen Kurve und erhöhte Werte in der roten Kurve abgebildet. Die Parameter wurden jeweils in ihrem charakteristischen Wertebereich variiert. Damit stellt eine größere Verschiebung auch einen größeren Einfluss des jeweiligen Parameters auf die Lage des Minimums dar. Eine Erhöhung der Parameter, durch welche die Koeffizienten w_3 und w_2 in Gleichung (4-5) bestimmt sind, führt zu einer geringen Verschiebung des Minimums hin zu niedrigeren Werten der Geschwindigkeit v . Eine Erhöhung der Nebenverbraucherleistung P_{Neb} , bzw. des Koeffizienten w_1 , bewirkt eine deutliche Verschiebung hin zu höheren Werten von v . Der Koeffizient w_0 beeinflusst die horizontale

Lage des Minimums nicht. Hierbei ist anzumerken, dass theoretisch die Fahrzeugmasse m_{Fzg} und die Zuladung m_{Zu} die Koeffizienten w_2 und w_0 beeinflussen. Die Auswirkung dieser Massen auf den Koeffizienten w_2 ist jedoch für die Praxis vernachlässigbar, da diese typischerweise weniger variieren als der Rollwiderstandskoeffizient 1. Ordnung f_{r1} , welcher auch Null betragen kann. Somit wird vereinfachend angenommen, dass die Änderung von Fahrzeugmasse und Zuladung keinen Einfluss auf die horizontale Lage des Minimums hat.

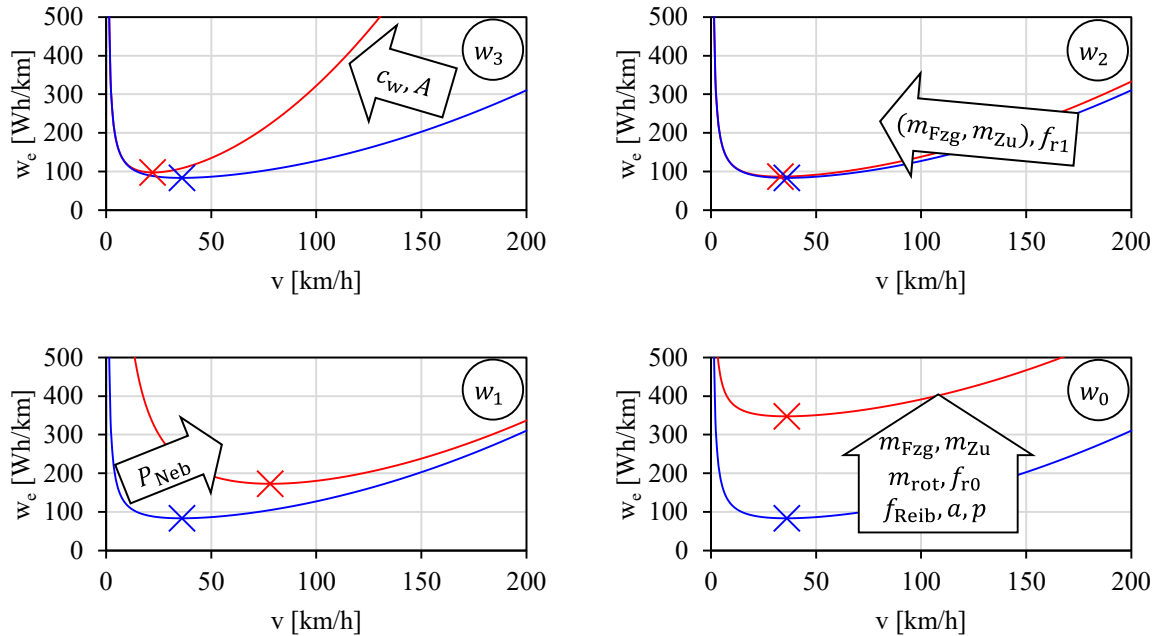


Abbildung 4-4: Einfluss relevanter Parameter auf den Verlauf der spezifischen effektiven Motorarbeit und die Lage des Minimums

Zuvor wurde bereits festgestellt, dass Verbrauch und zu verrichtende Arbeit sich proportional zueinander verhalten. Deshalb sollte der Verlauf der spezifischen CO_2 -Emissionen pro Strecke über der Geschwindigkeit ähnlich zu dem Verlauf der spezifischen effektiven Arbeit w_e sein. Mittels Simulation im PHEM kann dieser Zusammenhang dargestellt werden. Abbildung 4-5 zeigt die Beziehung für das Euro 6d-TEMP Durchschnittsfahrzeug mit Dieselmotor. Die Emissionen wurden dazu für jede Geschwindigkeit in Schritten von 1 km/h und für jeden Gang ohne Beschleunigung und Steigung simuliert. Die daraus resultierenden Datenpunkte sind in Grün dargestellt. Jene Datenpunkte der Simulation eines bestimmten Ganges, die nicht den minimalen Emissionen bei der jeweiligen Geschwindigkeit entsprechen, können von der weiteren Betrachtung ausgeschlossen werden. Die verbleibenden Datenpunkte sind mit roter Umrandung dargestellt. Mit der Methode der kleinsten Quadrate kann ein Ausgleichspolynom 2. Grades (Form siehe Gleichung (4-5)) gefunden werden. Diese Regression ist in Abbildung 4-5 in Blau dargestellt. Mit einem Bestimmtheitsmaß von $r^2 > 0,99$ kann die Regression mit dieser Vorgehensweise als sehr gut betrachtet werden. Die Geschwindigkeit, bei der das gefundene Polynom sein charakteristisches Minimum aufweist, liegt höher als bei der spezifischen effektiven Arbeit w_e (vgl. Abbildung 4-3, blaue Kurve). Diese optimale Geschwindigkeit, bei der die durch Regression ermittelten CO_2 -Emissionen minimal sind, soll in weiterer Folge grundsätzlich mit v_{opt} bezeichnet werden. Sie liegt in dem in Abbildung 4-5 gezeigten Beispiel bei $v_{\text{opt}} = 54$ km/h. Es kann davon ausgegangen werden, dass der Wert von v_{opt} von den gleichen Parametern in derselben Weise abhängig ist, wie anhand von Abbildung 4-4 gezeigt. Für das Euro 6d-TEMP Durchschnittsfahrzeug mit Ottomotor beträgt $v_{\text{opt}} = 67$ km/h und ist damit trotz ähnlichem Minimalwert im Verlauf der spezifischen effektiven Motorarbeit w_e (siehe Abbildung 4-3), bedingt durch die Unterschiede im

Motorkennfeld (siehe Abbildung 4-1) wesentlich höher als für das Durchschnittsfahrzeug mit Dieselmotor.

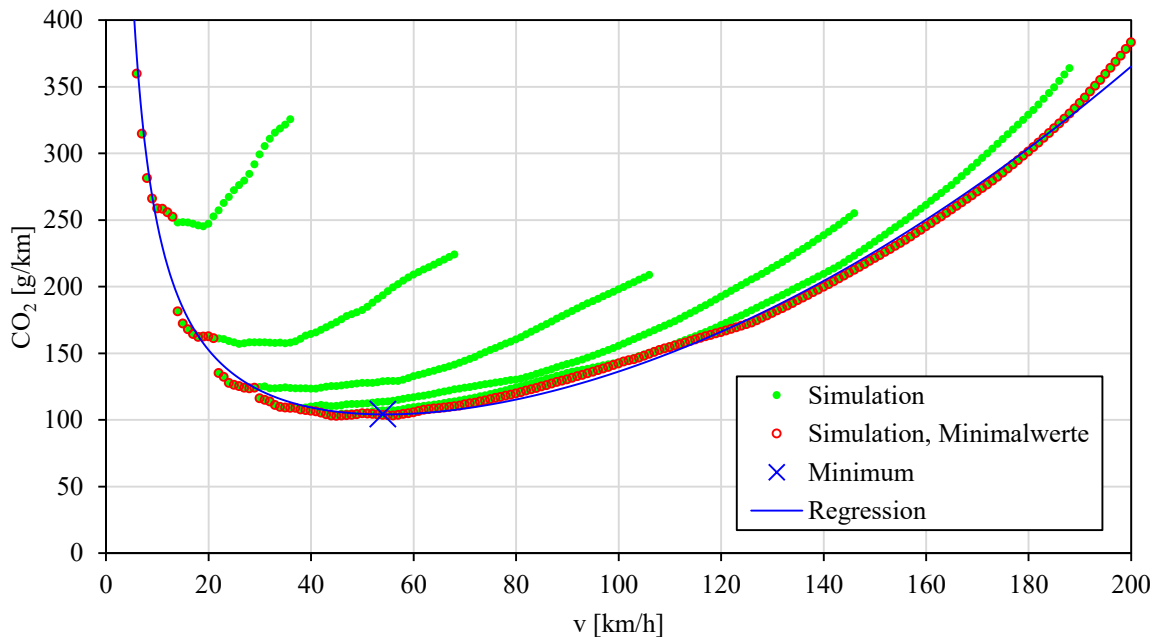


Abbildung 4-5: Verlauf der CO₂-Emission über der Geschwindigkeit für Euro 6d-TEMP Diesel Durchschnittsfahrzeug aus HBEFA 4.1 mittels Simulation im PHEM

Unter der Annahme, dass die Beschleunigung unabhängig von anderen Verkehrsteilnehmern und Streckenverlauf frei gewählt werden kann, bleiben als einzige Randbedingungen die Strecke, die zurückgelegt werden soll, sowie die Ausgangs- und die Zielgeschwindigkeit übrig. Aus der obigen Betrachtung lassen sich so Regeln formulieren, durch welche die CO₂-Emissionen innerhalb dieser Randbedingungen theoretisch optimiert werden können. Das Bremsverhalten soll bei dieser Überlegung vernachlässigt werden, da Bremsen immer Vernichtung von kinetischer Energie darstellt und deshalb zur Verringerung der CO₂-Emissionen logischerweise so gut wie möglich vermieden werden sollte. Allgemein kann die Regel gelten, dass so viel Weg wie möglich mit der optimalen Geschwindigkeit v_{opt} zurückgelegt werden sollte. Ist die aktuelle Geschwindigkeit niedriger als v_{opt} verbessern sich die CO₂-Emissionen bei Wahl einer höheren Geschwindigkeit, liegt die aktuelle Geschwindigkeit über v_{opt} verschlechtern sie sich. Es sollte also jeweils so lange wie möglich mit der effizienteren Geschwindigkeit weitergefahren werden. Beim Beschleunigen von Ausgangs- auf Zielgeschwindigkeit muss eine bestimmte Beschleunigungsarbeit verrichtet werden. Daher kann in Beschleunigungsphasen die zuvor angesprochene Optimierungsstrategie angewandt werden, den Betriebspunkt in vertikaler Richtung durch Wahl der richtigen Beschleunigung so nah wie möglich Richtung Bestpunkt zu verschieben, um die CO₂-Emissionen während dieser Phase zu optimieren. Diese optimale Beschleunigung soll mit a_{opt} bezeichnet werden. Abhängig von der Lage der Ausgangs- und der Zielgeschwindigkeit zu v_{opt} können somit drei Fälle und entsprechende Regeln abgeleitet werden:

1. Ausgangs- und Zielgeschwindigkeit $\leq v_{\text{opt}}$:

Sofern möglich mit a_{opt} auf Zielgeschwindigkeit beschleunigen, damit diese möglichst lange gehalten werden kann.

2. Ausgangs - und Zielgeschwindigkeit $\geq v_{opt}$:

So lange wie möglich mit Ausgangsgeschwindigkeit weiterfahren und dann mit a_{opt} auf Zielgeschwindigkeit beschleunigen, sodass diese gerade noch innerhalb der angestrebten Strecke erreicht wird.

3. Ausgangsgeschwindigkeit $\leq v_{opt}$ und Zielgeschwindigkeit $\geq v_{opt}$:

Sofort mit a_{opt} auf v_{opt} beschleunigen und so lange wie möglich halten, dann mit a_{opt} auf Zielgeschwindigkeit beschleunigen, sodass diese gerade noch innerhalb der angestrebten Strecke erreicht wird.

Diese theoretischen Regeln führen zwar wahrscheinlich zu minimalem Kraftstoffverbrauch, sind aber in der Praxis höchstwahrscheinlich nicht gut umsetzbar oder wirken sich negativ auf die Schadstoffemissionen aus. Daher wurden weitere Untersuchungen angestellt, um diese grundlegenden Regeln dahingehend zu überprüfen

4.2 Simulation und Auswertung einfacher Geschwindigkeitsprofile

Im vorherigen Kapitel wurde gezeigt, dass es bei der Wahl des Beschleunigungsverhaltens zur Optimierung der CO₂-Emissionen entscheidend ist, ob die aktuelle Geschwindigkeit über oder unter v_{opt} liegt und mit welcher Leistung die Beschleunigungsarbeit verrichtet wird. Durch Simulationen soll dieses optimale Beschleunigungsverhalten mit konstanten Beschleunigungen unterschiedlicher Größe verglichen und der Einfluss auf die NO_x-Emissionen betrachtet werden. Daraus soll gefolgert werden, welche Strategie beim Beschleunigungsverhalten den besten Kompromiss aus CO₂- und NO_x- Emissionen sowie praktischer Umsetzbarkeit darstellt, sodass praktische Fahrregeln daraus abgeleitet werden können.

Um während der Beschleunigungsphase nicht nur die CO₂- sondern auch die NO_x-Emissionen zu optimieren, ist es sinnvoll zur Bestimmung der effektiven Motorleistung im Bestpunkt $P_{e,Best}$ ein Ausgleichskennfeld („Trade-off“) heranzuziehen. Dort sollen die gewichteten spezifischen Emissionen von CO₂ und NO_x einfließen. Die einzelnen Werte aus den beiden Kennfeldern werden dazu mit ihrem jeweiligen Maximalwert normiert und dann mit Faktoren gewichtet. So erhält man für jeden Rasterpunkt einen gewichteten Ausgleichskennfeldwert:

$$e_{Ausgl}(n, P_e) = w_{CO_2} \cdot \frac{e_{CO_2}(n, P_e)}{e_{CO_2,max}} + w_{NO_x} \cdot \frac{e_{NO_x}(n, P_e)}{e_{NO_x,max}} \quad (4-6)$$

$e_{Ausgl}(n, P_e)$	gewichteter Kennfeldwert im Rasterpunkt (n, P_e)	[-]
w_{CO_2}	Gewichtungsfaktor CO ₂	[-]
$e_{CO_2}(n, P_e)$	CO ₂ -Emissionen im Rasterpunkt (n, P_e)	[g/kWh]
$e_{CO_2,max}$	maximale CO ₂ -Emissionen im Kennfeld	[g/kWh]
w_{NO_x}	Gewichtungsfaktor NO _x	[-]
$e_{NO_x}(n, P_e)$	NO _x -Emissionen im Rasterpunkt (n, P_e)	[g/kWh]
$e_{NO_x,max}$	maximale NO _x -Emissionen im Kennfeld	[g/kWh]

Für die Gewichtungsfaktoren w_{CO_2} und w_{NO_x} muss dabei gelten:

$$w_{CO_2} + w_{NO_x} = 1 \quad (4-7)$$

Abbildung 4-6 zeigt, wie sich das Ausgleichskennfeld aus den spezifischen Kennfeldern für CO₂ und NO_x für das Euro 6d-TEMP Diesel Durchschnittsfahrzeug zusammensetzt. Als Gewichtungsfaktoren wurden dabei $w_{CO_2} = 0,6$ und $w_{NO_x} = 0,4$ gewählt. In jedem der Kennfelder ist der Bestpunkt grün markiert. An diesem Beispiel zeigt sich ein Nachteil dieser

Vorgehensweise. Der Bestpunkt im NO_x -Kennfeld liegt auf demselben Niveau wie jener im CO_2 -Kennfeld bei $P_{e,\text{norm}} = 0,44$, allerdings in einem wesentlich höheren Drehzahlbereich und ist dort von effizienten Bereichen bei niedrigeren Drehzahlen durch sehr ineffiziente Bereiche abgetrennt. Trotz der ungleichen Gewichtung ergibt sich im Ausgleichskennfeld ein Bestpunkt, der ebenfalls sehr nah an ineffizienten Bereichen bei relativ hohen Drehzahlen liegt. Um diese Bereiche zu meiden, während Leistung und Drehzahl zum Beschleunigen erhöht werden, ist es in diesem Fall sinnvoller, als Leistungsniveau für die Berechnung der optimalen Beschleunigung a_{opt} nicht den globalen Bestpunkt im Ausgleichskennfeld zu wählen, sondern dieses manuell zu bestimmen. Im Ausgleichskennfeld in Abbildung 4-6 zeigt sich ein großer Bereich mit relativ niedrigen Emissionen bei Drehzahlen von $n_{\text{norm}} < 0,6$. Es ist zu erwarten, dass die Betriebspunkte während des gesamten Beschleunigungsvorgangs in diesem Bereich gehalten werden können. Der ungefähre Bestpunkt in diesem Bereich ist magentafarben dargestellt, und liegt bei $n_{\text{norm}} = 0,4$ und $P_{e,\text{norm}} = 0,4$. Deshalb soll als Leistungsniveau für die Berechnung von a_{opt} der Wert von $P_{e,\text{Best,norm}} = 0,4$ ausgewählt werden.

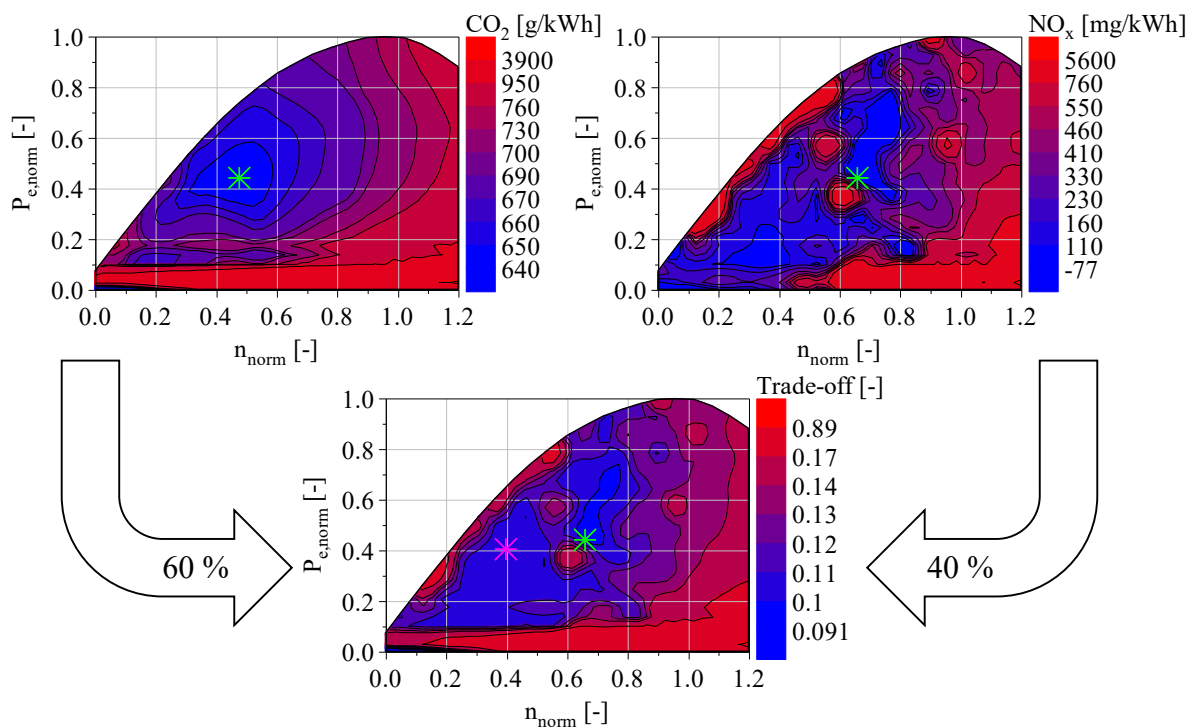


Abbildung 4-6: Zusammensetzung Ausgleichskennfeld für Euro 6d-TEMP Diesel Durchschnittsfahrzeug aus HBEFA 4.1

Im Gegensatz dazu ergibt sich beim Otto-Durchschnittsfahrzeug durch die Gewichtung bereits ein Bestpunkt in einem sinnvollen Bereich des Kennfelds bei $n_{\text{norm}} = 0,42$ und $P_{e,\text{norm}} = 0,37$, obwohl der Bestpunkt im NO_x -Kennfeld ebenfalls etwas abseitig liegt (siehe Abbildung 4-7).

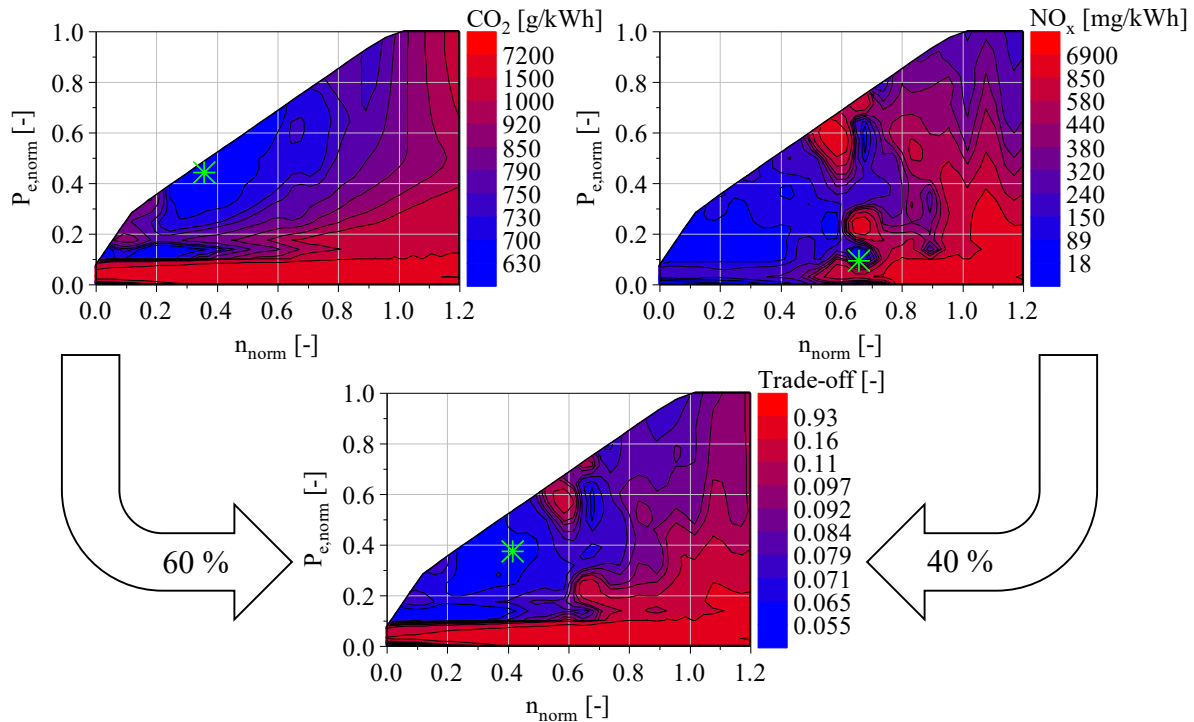


Abbildung 4-7: Zusammensetzung Ausgleichskennfeld für Euro 6d-TEMP Otto Durchschnittsfahrzeug aus HBEFA 4.1

Durch Auflösen der Leistungsbilanz aus Gleichung (4-1) nach der Beschleunigung a und einsetzen der effektiven Leistung im Bestpunkt $P_{e,Best}$ für die effektive Motorleistung P_e , erhält man die Gleichung zur Berechnung der optimalen Beschleunigung a_{opt} (siehe Gleichung (4-8)). Die Terme wurden wieder nach der Ordnung der Geschwindigkeit v sortiert.

$$a_{opt} = -\frac{c_w \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2}}{m_{Fzg} + m_{Zu} + m_{rot}} \cdot v^2 - \frac{(m_{Fzg} + m_{Zu}) \cdot g \cdot f_{r1}}{m_{Fzg} + m_{Zu} + m_{rot}} \cdot v + \frac{P_{e,Best} - P_{Neb}}{m_{Fzg} + m_{Zu} + m_{rot}} \cdot v^{-1} - \frac{(m_{Fzg} + m_{Zu}) \cdot g \cdot (f_{r0} + p) + f_{Reib}}{m_{Fzg} + m_{Zu} + m_{rot}} \quad (4-8)$$

So wie in Gleichung (4-4) ergibt sich wieder ein Polynom 2. Ordnung. Abbildung 4-8 zeigt den Verlauf der optimalen Beschleunigung a_{opt} über der Geschwindigkeit für die beiden Durchschnittsfahrzeuge. Dabei wurde die Steigung mit $p = 0\%$ angenommen. Für das Dieselfahrzeug wurde aus den oben genannten Grund der Wert $P_{e,Best,norm} = 0,4$ gewählt. Für das Ottofahrzeug wurde die Leistung im Bestpunkt des Ausgleichskennfelds $P_{e,Best,norm} = 0,37$ eingesetzt. Die beiden Kurven zeigen einen stetig fallenden Verlauf mit $\lim_{v \rightarrow 0} a_{opt}(v) = \infty$. Der Schnittpunkt der Kurven mit der Abszisse zeigt an, welche Geschwindigkeit mit der eingesetzten Leistung theoretisch erreicht werden kann.

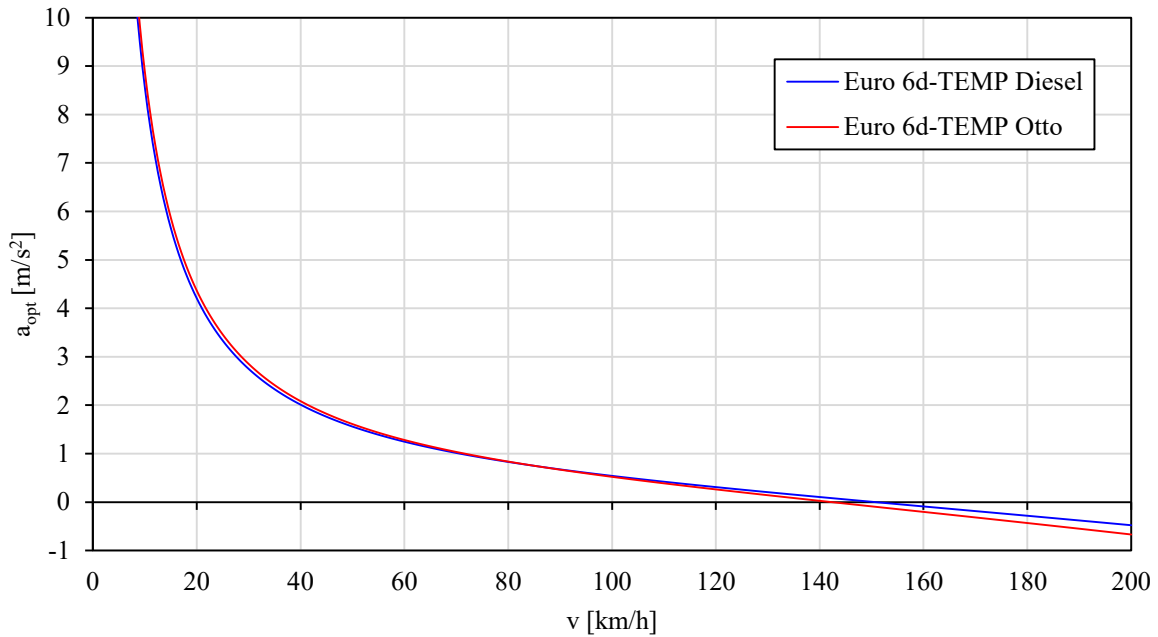


Abbildung 4-8: Verlauf der optimalen Beschleunigung über der Geschwindigkeit für zwei Durchschnittsfahrzeuge aus HBEFA 4.1

Aus den zuvor aufgestellten theoretischen Fahrregeln ist bekannt, dass für $v \leq v_{opt}$ und für $v \geq v_{opt}$ unterschiedliche Beschleunigungsstrategien anzuwenden sind. Deshalb sollen in der Simulation diese beiden Geschwindigkeitsbereiche auch getrennt betrachtet werden. In der dafür folgenden Simulation wurde nur das Euro 6d-TEMP Diesel Durchschnittsfahrzeug betrachtet. Für das gilt, wie zuvor gezeigt, $v_{opt} = 54$ km/h. Demzufolge wurden Beschleunigungen von 0 – 54 km/h und von 54 – 130 km/h simuliert. Mit Gleichung (4-8) zur Berechnung der optimalen Beschleunigung a_{opt} können iterativ optimale Geschwindigkeitsverläufe für die beiden Bereiche berechnet werden. Da $\lim_{v \rightarrow 0} a_{opt}(v) = \infty$ gilt, muss die maximale Beschleunigung a_{max} begrenzt werden. Es zeigt sich, dass die Iteration erst bei $a_{max} \leq 6,87$ m/s² stabil wird. Da dieser Wert auch eine gute Näherung für eine maximal mögliche Beschleunigung bei regulären Pkw darstellt, soll für die Iteration des Geschwindigkeitsverlaufs $a_{max} = 6,87$ m/s² gelten. Zum Vergleich wurden Geschwindigkeitsprofile mit konstanten Beschleunigungen simuliert. Die Werte für diese Beschleunigungen stammen aus der Betrachtung von 19 bereits vorhandenen Messfahrten von fünf verschiedenen Fahrzeugen, welche mit drei Fahrstilen durchgeführt wurden (6 „Economic“, 7 „Normal“ und 6 „Aggressiv“). Bei diesen konstanten Beschleunigungswerten handelt es sich jeweils um die Mittelwerte der mittleren positiven Beschleunigung für den jeweiligen Fahrstil und Geschwindigkeitsbereich. Zusätzlich wurden jeweils noch zwei Geschwindigkeitsprofile mit Beschleunigungen simuliert, die weit ober- bzw. unterhalb dieser Werte liegen („Supereconomic“ und „Superaggressiv“). Abbildung 4-9 zeigt die simulierten Geschwindigkeitsprofile für die Beschleunigung von 0 – 54 km/h. Bei den Profilen mit konstanten Beschleunigungen sind die entsprechenden Werte für diese abgebildet. Es ist zu erkennen, dass das Profil mit der optimalen Beschleunigung einen sehr steilen Verlauf ergibt. Die konstante Beschleunigung für das Profil „Superaggressiv“ wurde so gewählt, dass die Zielgeschwindigkeit, wie auch mit der optimalen Beschleunigung, nach vier Sekunden erreicht wird. Für reguläre Pkw stellt dies bereits eine Beschleunigung an der Grenze zur Fahrbarkeit dar. Alle Geschwindigkeitsprofile wurden so konfiguriert, dass jeweils die gleiche Strecke von 1125 m zurückgelegt wird.

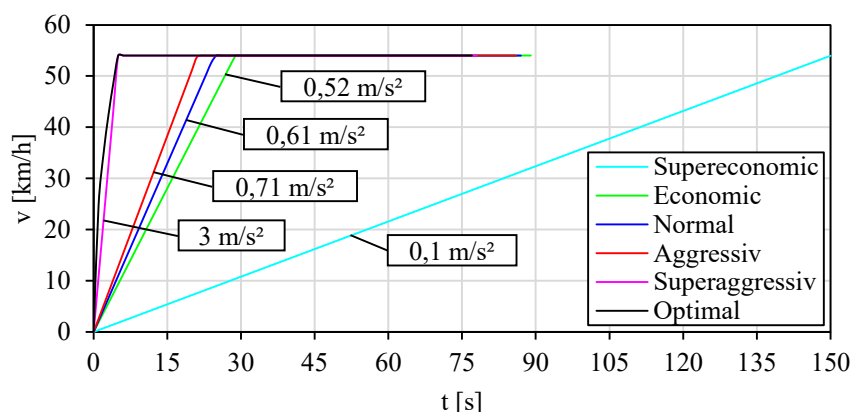


Abbildung 4-9: Geschwindigkeitsprofile für Beschleunigung von 0 – 54 km/h bei einer zurückgelegten Strecke von 1125 m

Wie zuvor gezeigt ist beim Beschleunigen bei $v \geq v_{\text{opt}}$ auch der Zeitpunkt der Beschleunigung entscheidend. Wenn die Annahme gilt, dass für die angestrebte Beschleunigung eine bestimmte Strecke zur Verfügung steht, ist es also laut den vorherigen Betrachtungen effizienter, so lange wie möglich mit der niedrigeren Geschwindigkeit weiterzufahren. Aus diesem Grund wurde diese Strategie auch im optimalen Geschwindigkeitsverlauf für die Beschleunigung von 54 – 130 km/h umgesetzt (siehe Abbildung 4-10). Die anderen Profile wurden mit einer sofort startenden Beschleunigungsphase konfiguriert, da dies die in der Praxis intuitive Strategie ist. Einzige Ausnahme ist das Geschwindigkeitsprofil „Superaggressiv“. Hier wurde ebenfalls die späte Beschleunigung umgesetzt, da sich dieses Profil durch die hohe Beschleunigung gut zum Vergleich mit dem optimalen Geschwindigkeitsprofil eignet. Die Endgeschwindigkeit wird dabei in einer noch kürzeren Zeit erreicht. Auch hier wurden die Fahrprofile so konfiguriert, dass mit jeder Strategie die gleiche Strecke von 5500 m zurückgelegt wird.

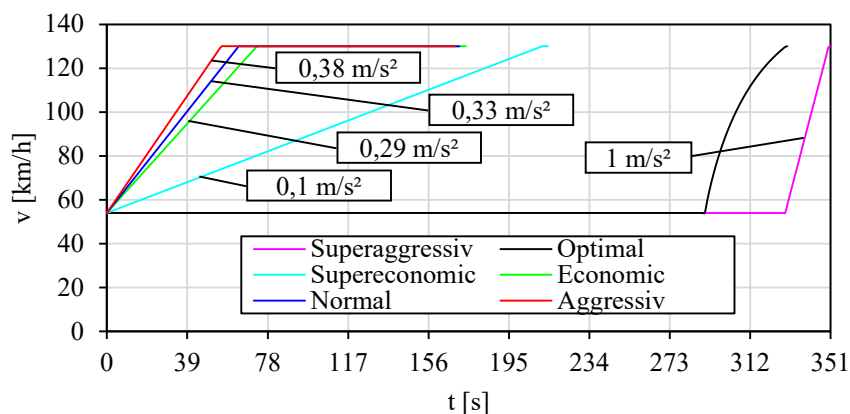


Abbildung 4-10: Geschwindigkeitsprofile für Beschleunigung von 54 – 130 km/h bei einer zurückgelegten Strecke von 5500 m

Abbildung 4-11 und Abbildung 4-12 zeigen die CO₂- bzw. NO_x-Ergebnisse der Simulationen der Geschwindigkeitsprofile. Bei den Beschleunigungen von 0 – 54 km/h wurden die niedrigsten CO₂-Emissionen im Fahrprofil mit der optimalen Strategie erzielt. Bei besonders sanfter Beschleunigung („Supereconomic“) wurde am meisten CO₂ emittiert. Die CO₂-Emissionen der anderen simulierten Profile („Superaggressiv“, „Aggressiv“, „Normal“ und „Economic“) unterscheiden sich nicht wesentlich. Für Beschleunigungen von 54 – 130 km/h wurden die niedrigsten CO₂-Emissionen im Profil „Superaggressiv“ erzielt, wobei durch die optimale Beschleunigungsstrategie nur wenig schlechtere Ergebnisse erreicht wurden. Die

durchschnittlichen CO₂-Emissionen liegen mit über 200 g/km bei den Geschwindigkeitsprofilen „Aggressiv“, „Normal“ und „Economic“ relativ hoch. Die durch die Strategie „Supereconomic“ erzielten Emissionen liegen im Mittelfeld zwischen den anderen Werten.

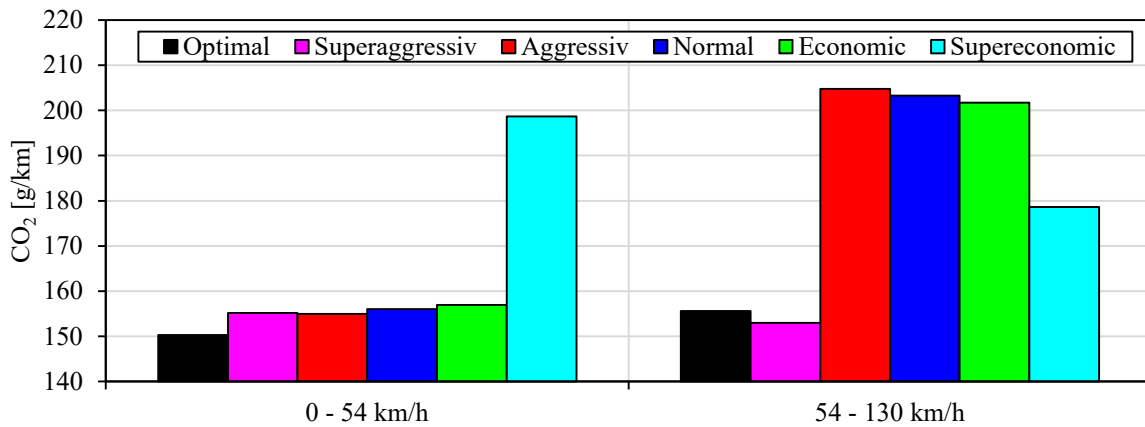


Abbildung 4-11: CO₂-Emissionen aus Simulation der Fahrprofile mittels PHEM

Die NO_x-Emissionen bei Beschleunigung von 0 – 54 km/h waren in der Simulation bei Geschwindigkeitsprofilen mit besonders hohen bzw. niedrigen Beschleunigungen besonders hoch („Optimal“, „Superaggressiv“ und „Supereconomic“). Die Emissionen der restlichen Fahrprofile („Aggressiv“, „Normal“, „Economic“) liegen auf einheitlich niedrigem Niveau. Im Geschwindigkeitsbereich von 54 – 130 km/h konnten mit den Fahrprofilen „Optimal“, „Superaggressiv“ und „Supereconomic“ niedrige Emissionen erzielt werden. Mit den anderen Fahrprofilen („Aggressiv“, „Normal“ und „Economic“) war der NO_x-Ausstoß in der Simulation wesentlich größer.

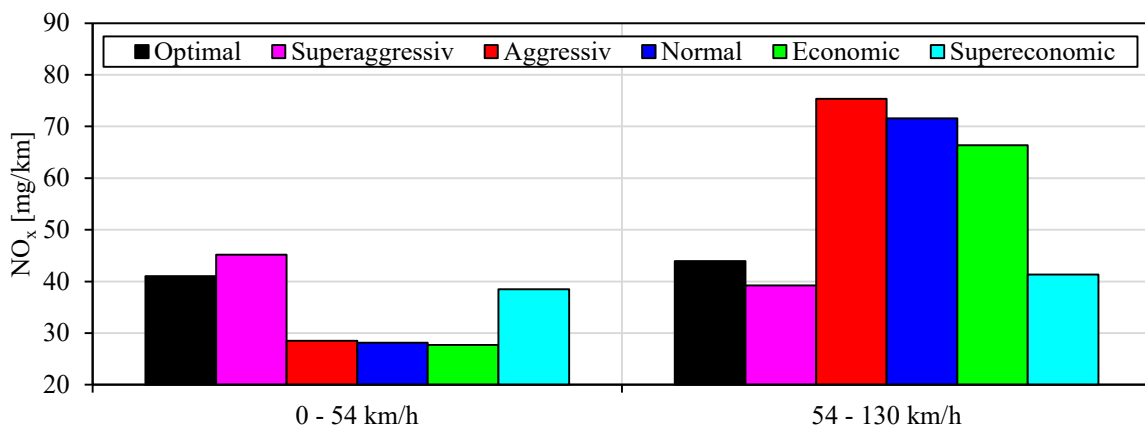


Abbildung 4-12: NO_x-Emissionen aus Simulation der Fahrprofile mittels PHEM

Im nächsten Kapitel werden diese Ergebnisse diskutiert und die theoretischen Fahrregeln entsprechend der daraus resultierenden Schlussfolgerungen in praktische Regeln überführt.

4.3 Diskussion und Ableitung praktischer Fahrregeln

Die Ergebnisse der Simulation stützen die These, dass starkes Beschleunigen bei $v \leq v_{\text{opt}}$ zu niedrigen spezifischen CO₂-Emissionen führt. Diese Strategie ist der intuitiven Vorgehensweise zum effizienten Fahren entgegengesetzt, nach der das Gaspedal in der Regel grundsätzlich möglichst sanft betätigt wird. Allerdings steigen durch die extrem hohen Beschleunigungen, wie sie in den Strategien „Optimal“ und „Superaggressiv“ repräsentiert

sind, auch die NO_x -Emissionen wesentlich an. Im NO_x -Kennfeld des Euro 6d-TEMP Durchschnittsfahrzeugs mit Dieselmotor (siehe Abbildung 4-6) ist zwischen $0,1 < n_{\text{norm}} < 0,6$ an der Vollastkurve ein Bereich hoher Emissionen zu erkennen. Beim Ottofahrzeug (Abbildung 4-7) sind die NO_x -Emissionen in diesem Kennfeldbereich zwar wesentlich geringer, trotzdem kann gefolgert werden, dass Beschleunigung mit Vollast vermieden werden soll, da dadurch der Verschleiß wesentlich erhöht und der Fahrkomfort negativ beeinflusst wird. Die CO_2 -Emissionen steigen durch etwas geringere Beschleunigungen nicht wesentlich an. Die Strategie „Aggressiv“ stellt einen guten Kompromiss dar, da in der Simulation hier sowohl niedrige CO_2 - als auch NO_x -Emissionen erzielt wurden.

Im Geschwindigkeitsbereich $v \geq v_{\text{opt}}$ lässt sich die optimale Beschleunigungsstrategie nicht in die Praxis umsetzen. Die späte Beschleunigung führt zwar wie erwartet zu niedrigen Emissionen, kann jedoch im Straßenverkehr nicht als allgemeine Strategie vorgeschlagen werden, da Fahrer ja im Allgemeinen die Wunschgeschwindigkeit zügig erreichen wollen. Eine vorgegebene, für die Beschleunigung zur Verfügung stehende Strecke existiert in der Realität ebenfalls nicht. Ausnahmen sind Beschleunigungsstreifen auf Autobahnen und Schnellstraßen. Diese sind jedoch so kurz, dass sich eine geänderte Beschleunigungsstrategie dort nicht wesentlich auf die Gesamtemissionen auswirkt. Zudem stehen in diesen Abschnitten Sicherheitsaspekte im Vordergrund. Ein Vergleich zwischen den beiden Geschwindigkeitsprofile mit späten Beschleunigungen („Optimal“ und „Superaggressiv“) ist dennoch interessant. Obwohl die Emissionen bezogen auf die notwendige Beschleunigungsarbeit bei der Strategie „Optimal“ durch die Beschleunigung im Bestpunkt geringer sind als bei der Strategie „Superaggressiv“, sind die Gesamtemissionen pro Strecke bei letzterer niedriger. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass durch die stärkere Beschleunigung eine noch längere Strecke bei niedrigen Geschwindigkeiten und damit mit niedrigeren Emissionen zurückgelegt werden kann. Die Strategie der Beschleunigung im Bestpunkt führt also nur indirekt zu niedrigen spezifischen Emissionen pro Kilometer. Effizienter ist es, die Geschwindigkeit so lange wie möglich konstant zu halten, idealerweise im Bereich von v_{opt} , und unnötiges Beschleunigen zu vermeiden. Anhand der Ergebnisse der Simulationen lässt sich außerdem erkennen, dass im Geschwindigkeitsbereich $v \geq v_{\text{opt}}$ die intuitive Strategie der frühen und sanften Beschleunigungen („Supereconomic“) sowohl niedrige CO_2 - als auch NO_x -Emissionen zur Folge hat und damit einen guten Kompromiss für eine in der Praxis umsetzbare Beschleunigungsstrategie darstellt.

Folgende praktische Fahrregeln können somit abgeleitet werden:

1. Allgemein:

Vorausschauend fahren. Unnötiges Beschleunigen vermeiden und die Geschwindigkeit so oft wie möglich konstant halten, vorzugsweise nahe an v_{opt} .

2. Wenn $v \leq v_{\text{opt}}$:

Zügig auf die gewünschte Geschwindigkeit beschleunigen, jedoch Vollast vermeiden.

3. Wenn $v \geq v_{\text{opt}}$:

So langsam wie möglich auf die gewünschte Geschwindigkeit beschleunigen.

Es soll nochmal hervorgehoben werden, dass die Verkehrssicherheit Vorrang vor der Umsetzung der Fahrregeln hat. Es darf beim Versuch, diese möglichst genau zu befolgen, nicht zur Gefährdung anderer Verkehrsteilnehmer kommen. Somit ist beispielsweise beim Auffahren auf die Autobahn eine möglichst schnelle Verringerung der Relativgeschwindigkeit zum fließenden Verkehr entscheidend, da zudem der Einfluss auf die Gesamtemissionen durch angepasstes Beschleunigen hier sehr gering ist. Die Wahl einer niedrigeren konstanten Reisegeschwindigkeit hat auf solchen Strecken wesentlich größere Bedeutung.

4.4 Schaltstrategie („Effshift“-Modell)

Neben der Wahl der richtigen Beschleunigung kann, bei Fahrzeugen mit manuellem Getriebe, auch durch das Schaltverhalten der Kraftstoffverbrauch und Schadstoffausstoß beeinflusst werden. Dazu soll in diesem Kapitel Überlegungen vorgestellt werden, welche in das am IVT entwickelte „Effshift“-Modell zur effizienten Gangwahl eingeflossen sind. Über die Reifengröße und Übersetzungen in Differential und Getriebe ist die Motordrehzahl für einen Gang mit einer bestimmten Geschwindigkeit verknüpft. Bei gegebener Geschwindigkeit kann die Drehzahl also nur in diskreten Abstufungen variiert werden. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 4-13 dargestellt. Dort ist die Geschwindigkeit v über der normierten Motordrehzahl n_{norm} für das Euro 6d-TEMP Diesel Durchschnittsfahrzeug aufgetragen. Für $v = 50 \text{ km/h}$ sind die normierten Drehzahlen in den jeweiligen Gängen durch Kreuze markiert. Somit hat der Fahrer bei dieser Geschwindigkeit durch Änderung des Gangs die Wahl zwischen diesen Drehzahlen.

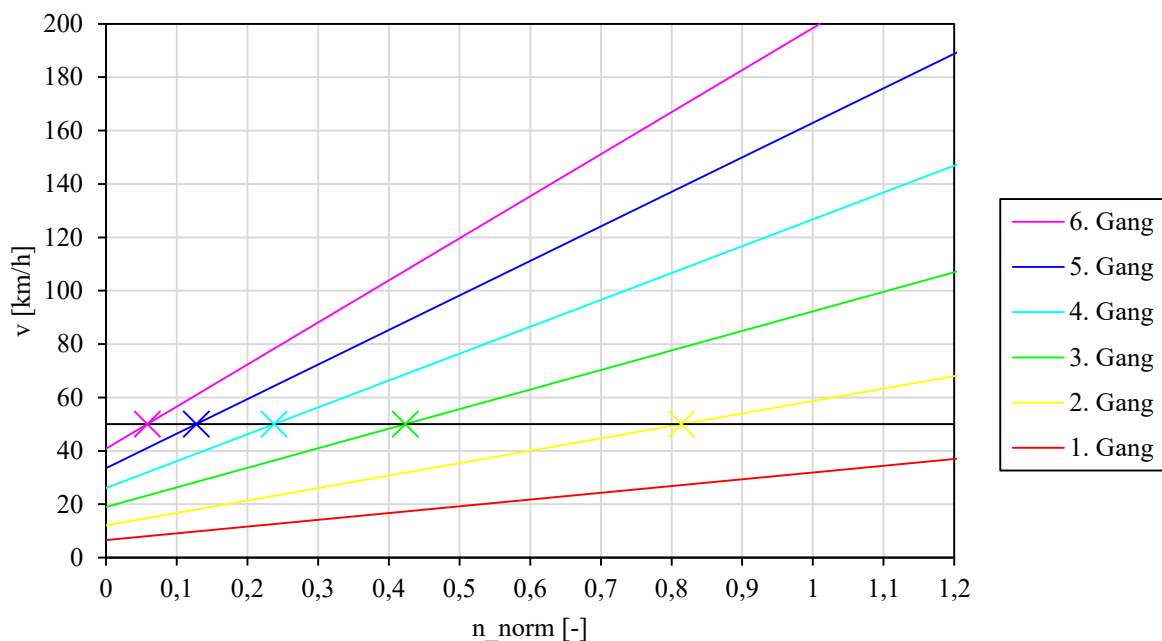


Abbildung 4-13: Verlauf der Geschwindigkeit über der normierten Drehzahl für jeden Gang des Euro 6d-TEMP Diesel Durchschnittsfahrzeugs aus HBEFA 4.1

Für einen gegebenen Leistungsbedarf liegen die durch die Gangwahl möglichen Betriebspunkte im Motorkennfeld also in diskreten Abständen auf einer horizontalen Linie. Die theoretisch optimale Schaltstrategie ist es demnach, den Gang zu wählen, dessen Betriebspunkt im Motorkennfeld die niedrigsten Emissionen aufweist. In dem Kennfeld, das zur Ermittlung des optimalen Betriebspunkts herangezogen wird, sollten dabei die absoluten Emissionen aufgetragen sein. Wie bereits zuvor erläutert, ist eine Optimierung der spezifischen Emissionen pro Arbeitseinheit bei Verbrennungsmotoren für Pkw nicht zielführend. Um mehrere Emissionskomponenten zu optimieren, können wieder Ausgleichskennfelder herangezogen werden. Abbildung 4-14 zeigt beispielhaft die Zusammensetzung eines Ausgleichskennfelds mit den Betriebspunkten in Abhängigkeit verschiedener Gänge bei einem moderatem Leistungsbedarf für das Euro 6d-TEMP Diesel Durchschnittsfahrzeug. Das Ausgleichskennfeld wurde wieder anhand Gleichung (4-6) ermittelt, wobei mit den Gewichtungsfaktoren $w_{\text{CO}_2} = 0,2$ und $w_{\text{NO}_x} = 0,8$ ein deutlicher Fokus auf die Optimierung der NO_x -Emissionen gelegt wurde. Der Leistungsbedarf entspricht einem Betriebszustand bei einer Geschwindigkeit von $v = 50 \text{ km/h}$, einer Beschleunigung von $a = 1 \text{ m/s}^2$ auf einer Fahrbahn mit einer Steigung von $p = 1 \%$. Wie man erkennen kann, ist der 3. Gang die optimale Wahl für diesen

Betriebszustand. Der 2. und der 4. Gang liegen jeweils in ungünstigeren Bereichen des Kennfelds. Der Betriebspunkt im 5. Gang liegt knapp außerhalb des Kennfelds über der Volllastkurve.

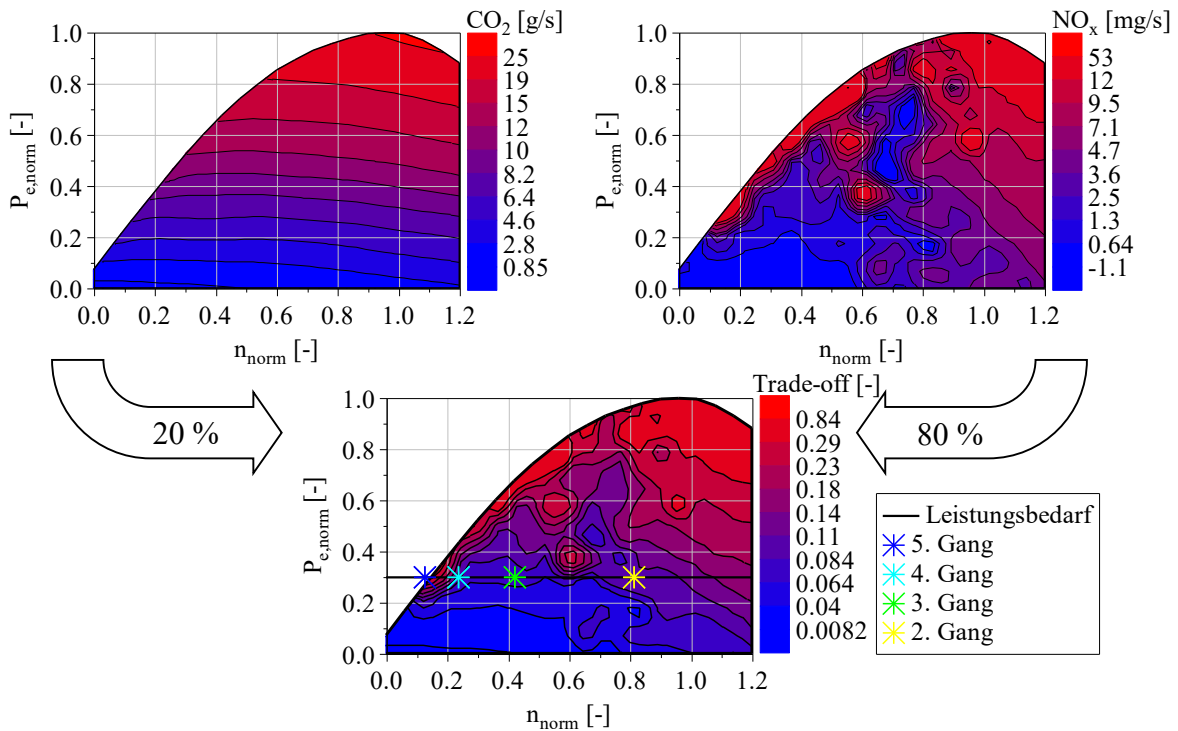


Abbildung 4-14: Zusammensetzung des Ausgleichskennfelds des Euro 6d-TEMP Diesel Durchschnittsfahrzeugs aus HBEFA 4.1 mit Betriebspunkten für verschiedene Gänge bei moderatem Leistungsbedarf

Diese Schaltstrategie ist in der Praxis schlecht umsetzbar, da dafür der aktuelle Betriebszustand und das Kennfeld bekannt sein müssen. Sie kann aber, wie im „Effshift“-Modell, gut in Simulationen umgesetzt werden. Aufgezeichnete Fahrten können so einfach nachsimuliert werden. Dadurch lässt sich ermitteln, welche Emissionen bei theoretisch optimalem Schaltverhalten erreichbar gewesen wären.

5 Messtechnische Untersuchung und Bewertung

Um zu untersuchen, wie sich die durch analytische Betrachtung und Simulation gefundenen praktischen Fahrregeln in der Realität auf die Emissionen auswirken, wurden mehrere Messfahrten durchgeführt. Der Aufbau dieses Messprogramms wird in diesem Kapitel erläutert und die Ergebnisse vorgestellt.

5.1 Messprogramm

Die Messfahrten fanden im Rahmen eines Projekts am IVT zur Vermessung von leichten Nutzfahrzeugen statt. Ziel war es, zu untersuchen ob die praktischen Fahrregeln im Straßenverkehr umsetzbar sind und ob sie zur Verringerung der CO₂- und NO_x-Emissionen beitragen.

5.1.1 Fahrzeuge, Fahrstile und Route

Es wurden vier Fahrzeuge für die Messungen verwendet (siehe Tabelle 5-1). Mit jedem Fahrzeug wurden jeweils vier Fahrten mit unterschiedlichen Fahrstilen aufgezeichnet.

Tabelle 5-1: Fahrzeuge des Messprogramms

Fahrzeug	Mercedes-Benz Vito	Opel Vivaro	Fiat Talento	VW Caddy
Motorbezeichnung	119 CDI	1.5 Diesel	1.6 Ecojet 125 Twin Turbo	2.0 TDI BlueMotion
Erstzulassung	2019	2019	2019	2020
Bauart	R4 Diesel			
Hubraum	1950 cm ³	1499 cm ³	1598 cm ³	1968 cm ³
Leistung	140 kW	88 kW	92 kW	75 kW
Getriebe	9-Gang-Automatik	6-Gang-Schaltgetriebe		5-Gang-Schaltgetriebe
Leergewicht	2067 kg	1711 kg	1743 kg	1457 kg
Abgasnorm	Euro 6d-TEMP			
Abgasnachbehandlung	SCR-Kat mit DPF			

Das Messprogramm des Projekts sah pro Fahrzeug drei Fahrten mit effizientem, normalem und aggressivem Fahrstil vor („Economic“, „Normal“ und „Aggressiv“). Für die Fahrten „Normal“ und „Aggressiv“ wurde dabei zusätzlich noch die Zuladung erhöht. Für die „Economic“-Fahrt wurden die Fahrer angewiesen, nach eigenem Ermessen spritsparend zu fahren. Für die Untersuchung im Rahmen dieser Arbeit wurde für jedes Fahrzeug eine zusätzliche Messfahrt unternommen. Dazu wurden den Fahrern die praktischen Fahrregeln erklärt, mit der Vorgabe, diese so gut wie möglich umzusetzen („Economic+“). An den 16 Messungen waren zwei Fahrer beteiligt. Alle Messfahrten wurden auf der Route „Ries“ durchgeführt. Der Streckenverlauf ist in Abbildung 5-1 abgebildet. Sie verläuft sowohl im Stadtgebiet als auch im Osten von Graz über Landstraßen und Autobahnen. Die Route entspricht in ihrer Aufteilung und Topografie

prinzipiell den gesetzlichen Vorgaben für RDE-Fahrten, d.h. die Geschwindigkeitsanteile zwischen Stadtverkehr, Landstraße und Autobahn sind gleichmäßig verteilt [5].

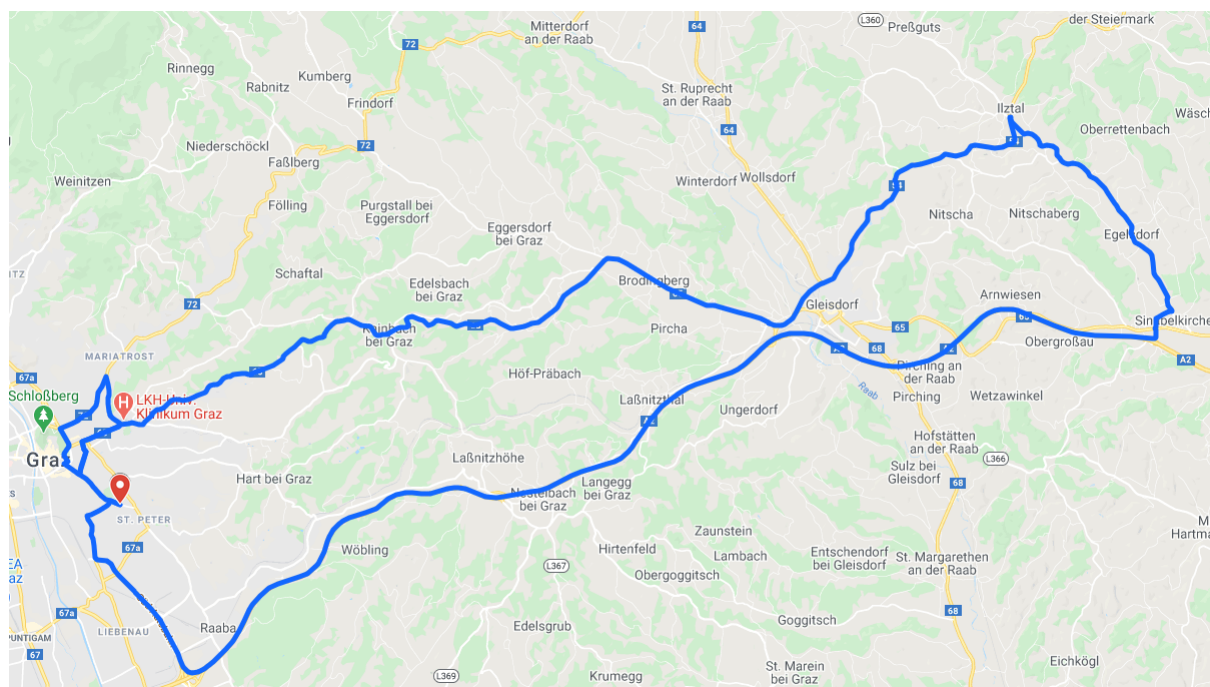


Abbildung 5-1: Streckenverlauf der Route „Ries“

Während jeder Fahrt wurden die Emissionen von einem mobilen Emissionsmessgerät (PEMS) gemessen. Die Aufzeichnung und Auswertung der Emissionsmess- und weitere Fahrzeugdaten erfolgte auf die am IVT übliche Weise. Auf Details soll hier nicht näher eingegangen werden.

5.1.2 Bestimmung der optimalen Geschwindigkeit minimaler CO₂-Emissionen

Die in den Fahrregeln beschriebene Beschleunigungsstrategie ist abhängig von der Geschwindigkeit minimaler CO₂-Emissionen bei Konstantfahrt auf ebener Strecke v_{opt} . In Kapitel 4.1 wurde bereits beschrieben, wie v_{opt} durch Simulation mittels PHEM und anschließender Regression bestimmt werden kann. In die Simulation fließt auch die Nebenverbraucherleistung ein, welche wie gezeigt einen großen Einfluss auf v_{opt} hat (siehe Abbildung 4-4). Der Wert der Nebenverbraucherleistung ist über den Leistungsbedarf der Klimaanlage auch von den Umgebungsbedingungen abhängig, sodass v_{opt} für jede der vier „Economic+“-Fahrten spezifisch anhand der Wettervorhersage bestimmt werden muss, um die Fahrregeln so gut wie möglich umsetzen zu können. Für die Eingangsgrößen der Simulation waren Abschätzungen notwendig, insbesondere für die Kennwerte von Luft- und Rollwiderstand. Für alle Simulationen wurde das Kennfeld des Euro 6d-TEMP Diesel Durchschnittsfahrzeug aus dem HBEFA 4.1 verwendet. Die Nebenverbraucherleistung wurde anhand der in Kapitel 2.1.6 beschriebenen Vorgehensweise abgeschätzt. Der Leistungsbedarf der Klimaanlage wurde mit Hilfe des entsprechenden Tools und der am Tag der jeweiligen Messfahrt vorhergesagten Außentemperatur berechnet. Die relative Luftfeuchtigkeit wurde dabei mit 50 Prozent und der Umgebungsdruck gleich dem Standarddruck angenommen. Tabelle 5-2 zeigt die für das jeweilige Fahrzeug an dem Tag der „Economic+“-Fahrt berechnete optimale Geschwindigkeit v_{opt} . Zusätzlich ist dort für jede Messfahrt der Fahrer (A oder B) und die Zuladung verzeichnet.

Tabelle 5-2: optimale Geschwindigkeit, Fahrer und Zuladung der Messfahrten

Fahrzeug	v_{opt}	Fahrer und Zuladung			
		Economic+	Economic	Normal	Aggressiv
Mercedes-Benz Vito	44 km/h	A	A	A + 100 kg	A + 220 kg
Opel Vivaro	39 km/h	A	A	A + 100 kg	A + 220 kg
Fiat Talento	42 km/h	A	A	A + 100 kg	A + 220 kg
VW Caddy	49 km/h	B	B	A + 25 kg	B + 170 kg

5.2 Ergebnisse des Messprogramms

Im Folgenden sollen die Messergebnisse der Fahrten vorgestellt und diskutiert werden. Abbildung 5-2 zeigt die CO₂-Messergebnisse. Bei allen Fahrzeugen, außer dem VW Caddy, sind die Emissionen aufsteigend nach Fahrstil in der Reihenfolge „Economic+“, „Economic“, „Normal“ und „Aggressiv“ verteilt. Beim VW Caddy waren die Emissionen der „Economic“-Fahrt geringer als mit dem Fahrstil „Economic+“, die CO₂-Emissionen in den Fahrten „Normal“ und „Aggressiv“ entsprechen aber wieder der erwarteten Reihung. Fahrer A konnte durch die Fahrhinweise seine Effizienz mit allen drei Fahrzeugen steigern. Fahrer B erzielte hingegen ohne die Fahrhinweise einen geringeren CO₂-Ausstoß.

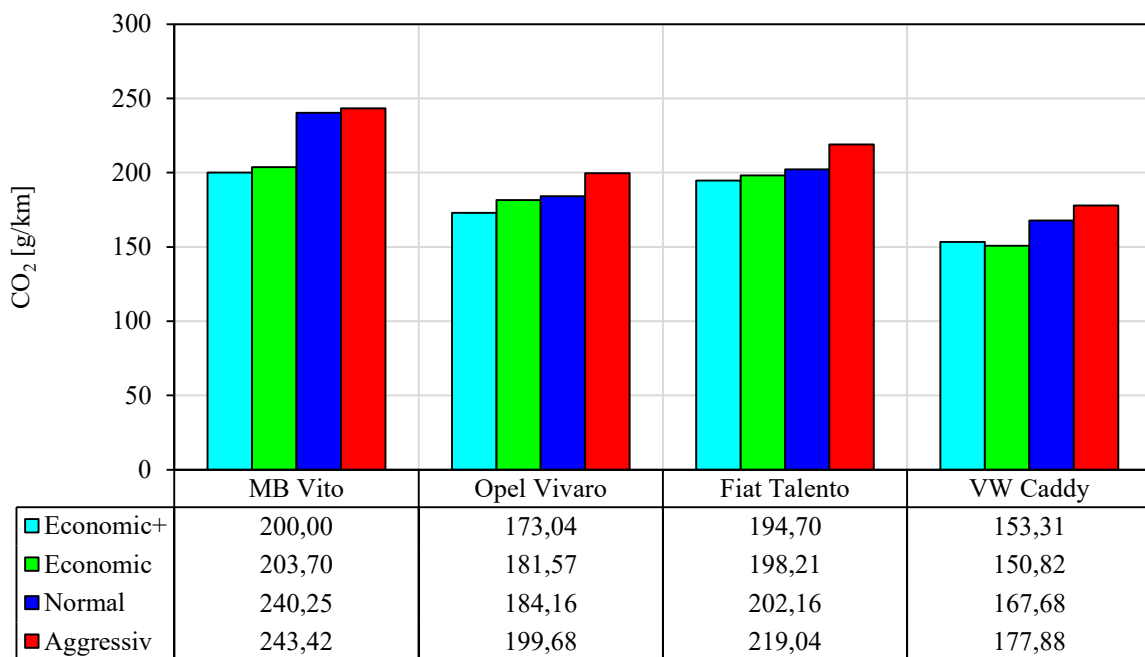
**Abbildung 5-2:** Gemessene CO₂-Emissionen der Messfahrten

Abbildung 5-3 zeigt die NO_x-Messergebnisse. Auffällig sind zunächst die sehr hohen Messwerte beim Fahrzeug Mercedes-Benz Vito in der „Normal“-Fahrt. Hier kann davon ausgegangen werden, dass eine Partikelfilterregeneration stattgefunden hat, was zu einem stark erhöhten Ausstoß an Stickoxiden geführt hat. Diese Fahrt wird daher von der weiteren Diskussion ausgeschlossen. Der aggressive Fahrstil hat durchgehend zu hohen NO_x-Emissionen geführt. Bei sparsamem Fahrstil konnten mit Hilfe der Fahrregeln in drei Fällen niedrigere Werte als ohne Fahrregeln erzielt werden. Bei mindestens einem Fahrzeug war der Stickoxidausstoß bei normalem Fahrstil am geringsten. Generell kann, im Gegensatz zu den CO₂-Ergebnissen, eine größere Schwankung der NO_x-Messwerte festgestellt werden.

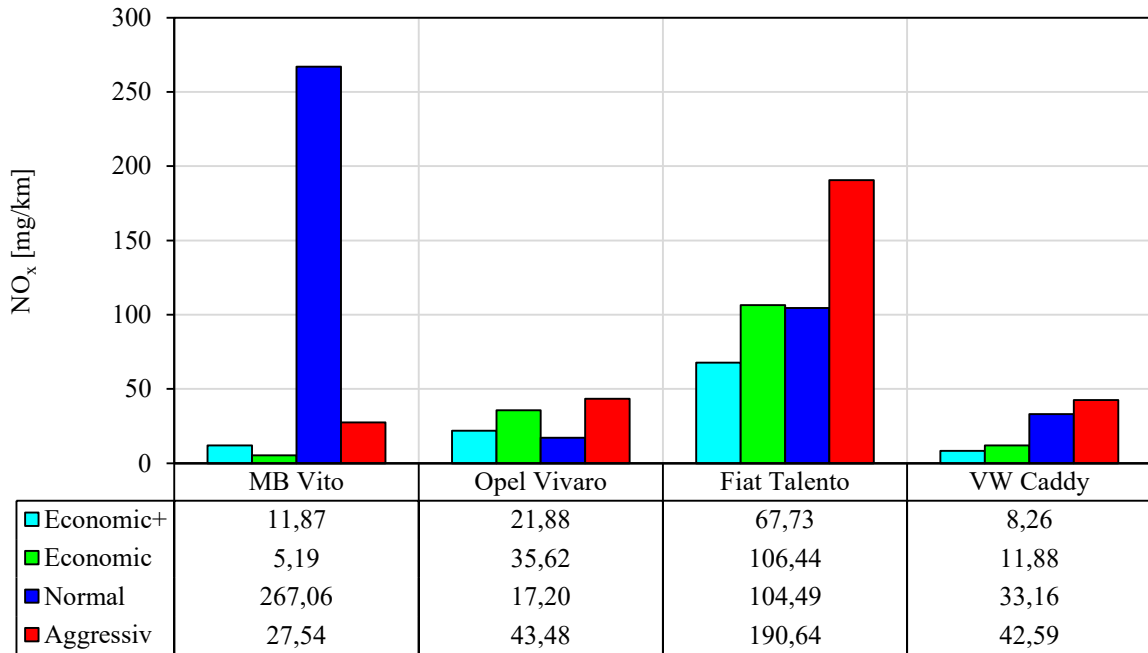


Abbildung 5-3: Gemessene NO_x-Emissionen der Messfahrten

Durch Normierung können die Messergebnisse der vier Fahrzeuge eines Fahrstils miteinander verglichen werden. Dazu wurde der jeweilige Messwert einer Fahrt durch den Messwert der „Normal“-Fahrt desselben Fahrzeugs dividiert. Abbildung 5-4 zeigt die arithmetischen Mittelwerte dieser normierten Messwerte für den jeweiligen Fahrstil und die Emissionskomponente, inklusive ihrem Streubereich. Aufgrund der durch Regeneration erhöhten NO_x-Emissionen in der „Normal“-Fahrt des Mercedes-Benz Vito wurden alle Fahrten dieses Fahrzeugs nicht in die Bildung des jeweiligen normierten NO_x-Mittelwerts miteinbezogen.

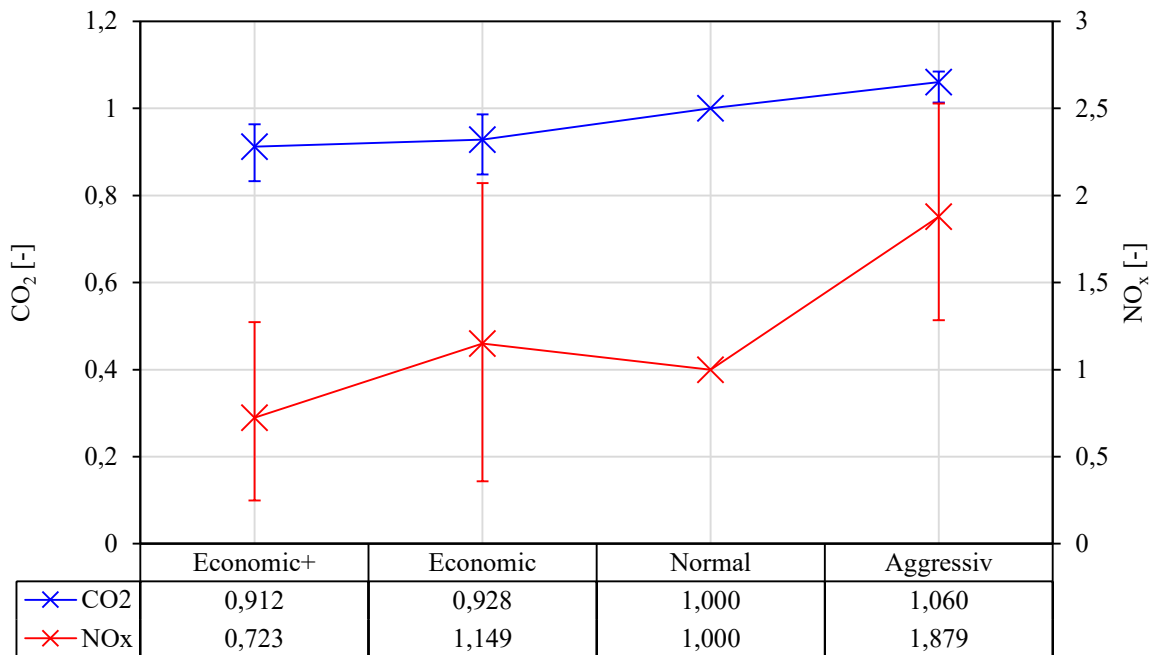


Abbildung 5-4: Mittelwerte der normierten gemessenen Emissionen der Messfahrten mit Streubereichen

In dieser gemittelten Darstellung zeigt sich, dass die Emissionen bei Befolgung der Fahrregeln („Economic+“) am geringsten ausgefallen sind. Durch sparsames Fahren ohne Unterstützung („Economic“) steigen die NO_x-Emissionen im Vergleich zum normalen Fahrstil sogar etwas an. Eine mögliche Erklärung dafür ist, dass beim Versuch sparsam zu Fahren häufig bei niedrigen Geschwindigkeiten und Drehzahlen gefahren und auch beschleunigt wird. Dadurch liegt der Betriebspunkt in diesem Drehzahlbereich oft an der Volllastkurve. Bei modernen Dieselfahrzeugen weist das NO_x-Kennfeld hier sehr hohe Werte auf (siehe Abbildung 4-6, oben rechts). Durch den Hinweis in den Fahrregeln, bei niedrigen Geschwindigkeiten schneller zu beschleunigen, kann davon ausgegangen werden, dass dabei auch mit höheren Drehzahlen gefahren wird. Dadurch kann der Ausstoß an Stickoxiden verringert werden.

Durch das Messprogramm konnte gezeigt werden, dass durch das Befolgen der in Kapitel 4.3 vorgestellten praktischen Fahrregeln die Emissionen von CO₂ und NO_x zusätzlich gesenkt werden können. Es ist noch zu klären, ob die im Vergleich zur „Economic“-Fahrt erhöhten CO₂-Emissionen durch Fahrer B beim VW Caddy darauf zurückzuführen sein könnten, dass die Fahrregeln nicht richtig umgesetzt oder verstanden wurden, oder ob das Befolgen der Hinweise dort zu einem erhöhten CO₂-Ausstoß geführt hat. Weitere Messfahrten mit verschiedenen Fahrern und Fahrzeugen sind notwendig, um ein deutlicheres Bild zu bekommen.

6 Überprüfung der Umsetzung eines emissionsarmen Fahrstils

In Kapitel 4 und Kapitel 5 wurden Strategien für das Beschleunigungs- und Fahrverhalten vorgestellt, mit denen sich der Ausstoß an CO₂ und NO_x verringern lässt. In diesem Kapitel sollen nun Methoden vorgestellt werden, die den Fahrer bei der Umsetzung dieser Strategien unterstützen. Ziel ist es dabei, ein Bewusstsein für ineffizientes und schadstoffreiches Fahrverhalten zu schaffen und dieses nachhaltig positiv zu beeinflussen. Dies kann insbesondere durch die Bewertung des Fahrstils mittels einer quantitativen Größe geschehen, die dem Fahrer einen Anhaltspunkt gibt, in wie weit es ihm während einer Fahrt gelungen ist, einen emissionsarmen Fahrstil umzusetzen. Außerdem wird eine Methode vorgestellt, mit der eine einfachere Bestimmung der optimalen Geschwindigkeit minimaler CO₂-Emissionen v_{opt} möglich ist, damit diese rasch angepasst und die Fahrregeln stets optimal befolgt werden können. Das Nachsimulieren aufgezeichneter Fahrten stellt prinzipiell ein mächtiges Werkzeug dar, um verschiedene Analysen durchzuführen und dem Fahrer so aufzuzeigen, durch welche Strategien und in welchem Ausmaß er den von ihm verursachten Schadstoffausstoß verringern kann. Dazu werden einige Aspekte diskutiert. In diesem Zusammenhang wird auch gezeigt, wie das Bremsverhalten einer aufgezeichneten Fahrt bewertet werden kann.

6.1 Bewertung des Fahrverhaltens

Neben dem Beweis, dass verändertes Fahrverhalten auch zu niedrigeren Emissionen führt, ist es von zentraler Bedeutung einschätzen zu können, ob und in welchem Maß der Fahrstil während einer Fahrt auch entsprechend angepasst wurde. Dazu ist eine Bewertungsgröße nötig, die mit der Größe der Emissionen korreliert. In diesem Kapitel soll eine neue Bewertungsmethode vorgestellt werden. Danach wird diese in Hinblick auf die Korrelation mit den Emissionen von CO₂ und NO_x mit anderen Bewertungsgrößen verglichen. Dabei wurde darauf geachtet, nur solche Bewertungsgrößen zu verwenden, die ohne zusätzliche Messtechnik im Fahrzeug ermittelt werden können.

Um die Einhaltung der in dieser Arbeit vorgestellten praktischen Fahrregeln zu überprüfen, wurde zunächst eine Bewertungsmethode basierend auf den Messpunkten im v - a -Diagramm entwickelt. In der Literaturübersicht in Kapitel 3.1 ist bereits ein in Teilen ähnliches Konzept vorgestellt worden. Dort wurden Messpunkte im v - a -Diagramm, die außerhalb einer ellipsenförmigen Einhüllenden lagen, mit hohem Kraftstoffverbrauch in Verbindung gebracht. Dieser Ansatz wurde mit den bisherigen Erkenntnissen verknüpft. Statt einer durch eine Ellipse begrenzte Bewertungsfläche wurden zwei Bewertungsflächen bestimmt, welche durch drei ellipsenförmige Kurven begrenzt sind. Abbildung 6-1 zeigt die beiden Bewertungsflächen im v - a -Diagramm für die beiden Durchschnittsfahrzeuge. Bewertungsfläche 1 wird durch die Kurve $a_{max,1}(v)$, sowie die beiden Koordinatenachsen begrenzt. Bewertungsfläche 2 wird durch alle drei Kurven $a_{max,1}(v)$, $a_{max,2}(v)$ und $a_{min,2}(v)$, sowie durch die vertikale Koordinatenachse begrenzt. Die drei Kurven wurden so gewählt, dass bei Einhaltung der praktischen Fahrregeln möglichst alle Messpunkte innerhalb der beiden Bewertungsflächen liegen, wobei nur Punkte mit positiver Beschleunigung betrachtet werden. Bewertungsfläche 1 soll alle Messpunkte mit niedriger Beschleunigung beinhalten, wenn versucht wurde, die Geschwindigkeit konstant zu halten oder nur sehr langsam zu beschleunigen. Dies entspricht dem Einhalten der Fahrregeln 1 und 3. Bewertungsfläche 2 soll alle Messpunkte mit höherer Beschleunigung bei $v \leq v_{opt}$ beinhalten, wenn versucht wurde zügig die gewünschte Geschwindigkeit zu erreichen. Dies entspricht dem Einhalten der Fahrregel 2. Die Bewertungsfläche 2 ist also abhängig von v_{opt} . Um dies zu verdeutlichen, wurden in Abbildung

6-1 die Geschwindigkeiten v_{opt} der beiden Durchschnittsfahrzeuge durch senkrechte, gepunktete Linien markiert.

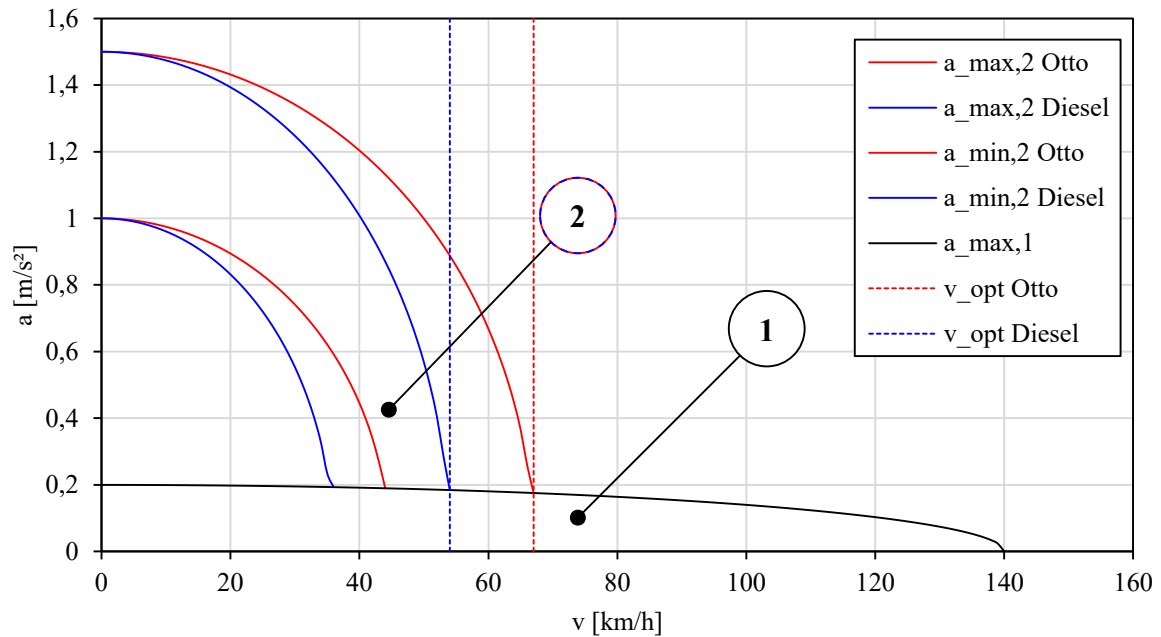


Abbildung 6-1: Bewertungsflächen für Euro 6d-TEMP Durchschnittsfahrzeuge (HBEFA 4.1)

Die drei Kurven sind durch folgende drei Ellipsengleichungen in Abhängigkeit der Geschwindigkeit v definiert:

$$a_{\max,1}(v) = \sqrt{1 - \left(\frac{v}{v_{\max,1}}\right)^2} \cdot a_{\max,1} \quad (6-1)$$

$$a_{\max,2}(v) = \sqrt{1 - \left(\frac{v}{v_{\text{opt}}}\right)^2} \cdot a_{\max,2} \quad (6-2)$$

$$a_{\min,2}(v) = \sqrt{1 - \left(\frac{v}{\frac{a_{\min,2}}{a_{\max,2}} \cdot v_{\text{opt}}}\right)^2} \cdot a_{\min,2} \quad (6-3)$$

$a_{\max,1}(v)$	Obere Begrenzungskurve der Bewertungsfläche 1	[m/s ²]
v	Geschwindigkeit	[km/h]
$v_{\max,1}$	Maximalgeschwindigkeit der Bewertungsfläche 1, hier $v_{\max,1} = 140$ km/h gewählt	[km/h]
$a_{\max,1}$	Maximalbeschleunigung der Bewertungsfläche 1, hier $a_{\max,1} = 0,2$ m/s ² gewählt	[m/s ²]
$a_{\max,2}(v)$	Obere Begrenzungskurve der Bewertungsfläche 2	[m/s ²]
v_{opt}	konst. Geschwindigkeit minimaler CO ₂ -Emissionen	[km/h]
$a_{\max,2}$	Maximalbeschleunigung der Bewertungsfläche 2, hier $a_{\max,2} = 1,5$ m/s ² gewählt	[m/s ²]
$a_{\min,2}(v)$	Untere Begrenzungskurve der Bewertungsfläche 2	[m/s ²]
$a_{\min,2}$	Minimalbeschleunigung der Bewertungsfläche 2, hier $a_{\min,2} = 1,0$ m/s ² gewählt	[m/s ²]

Wie bereits gezeigt, ist der Wert von v_{opt} abhängig vom Leistungsbedarf. Dadurch kann sich die Form der Bewertungsfläche 2 für ein Fahrzeug mit der Außentemperatur ändern, da sich dadurch der Leistungsbedarf der Klimaanlage ändert. Der Wert der Konstante $v_{\max,1}$ wurde so gewählt, dass alle Messpunkte, die unterhalb der gesetzlich zulässigen Höchstgeschwindigkeit in Österreich (zuzüglich einer Toleranz von 10 km/h) liegen, auch innerhalb der Bewertungsfläche 1 liegen können, falls die Beschleunigung entsprechend niedrig ist. Der Fahrer soll durch die Bewertung nicht dazu animiert werden, eine bestimmte, möglicherweise zu hohe oder zu niedrige Geschwindigkeit zu wählen, da dadurch Sicherheitsrisiken entstehen können, auch wenn dies die CO₂-Emissionen entscheidend beeinflussen kann (siehe Abbildung 4-5). Die anderen Konstanten wurden anhand der bisherigen Erkenntnisse und der zur Verfügung stehenden Messdaten grob abgeschätzt. $a_{\max,1}$ wurde so gewählt, dass Fahren mit annähernd konstanter Geschwindigkeit in der Bewertungsfläche enthalten ist, langsames Beschleunigen jedoch nicht. Wie aus den Simulationen in Kapitel 4.2 hervorgegangen ist, treten bei sehr hohen Beschleunigungen stark erhöhte NO_x-Emissionen auf. Bei der Wahl des Wertes der Konstante $a_{\max,2}$ wurde versucht die Grenze, ab der dies verstärkt der Fall ist, abzuschätzen. Durch die Simulationen wurde auch gezeigt, dass bei sehr niedrigen Beschleunigungen erhöhte CO₂- und NO_x-Emissionen auftreten. Es wurde versucht, den Wert der Konstanten $a_{\min,2}$ ebenfalls entsprechend zu wählen.

Die Bewertungsmethode wurde auf die 16 durchgeführten Messfahrten angewandt. Abbildung 6-2 zeigt für diese die Anteile der positiven Messpunkte innerhalb der Bewertungsflächen. In weiterer Folge wird dieser Anteil mit dem Formelzeichen W bezeichnet. Bei allen Fahrzeugen, außer beim VW Caddy, ergeben sich jeweils für die „Economic+“-Fahrten die größten Werte

für *W*. Die restlichen Fahrten wurden schlechter bewertet und sind entsprechend ihrer erwarteten Effizienz verteilt. Die Bewertung passt hier gut zu den gemessenen CO₂-Emissionen (siehe Abbildung 5-2). Beim Fahrzeug VW Caddy ist dies nicht der Fall. Die „Normal“-Fahrt wurde hier am besten bewertet. Die „Economic+“- und „Economic“-Fahrten wurden etwa 6 % schlechter bewertet und die „Aggressiv“-Fahrt am schlechtesten. Trotz der besseren Bewertung waren die gemessenen CO₂-Emissionen der „Normal“-Fahrt wesentlich schlechter als der „Economic“- und „Economic+“-Fahrt. Die genauere Betrachtung der Verteilung der Messpunkte liefert eine plausible Erklärung.

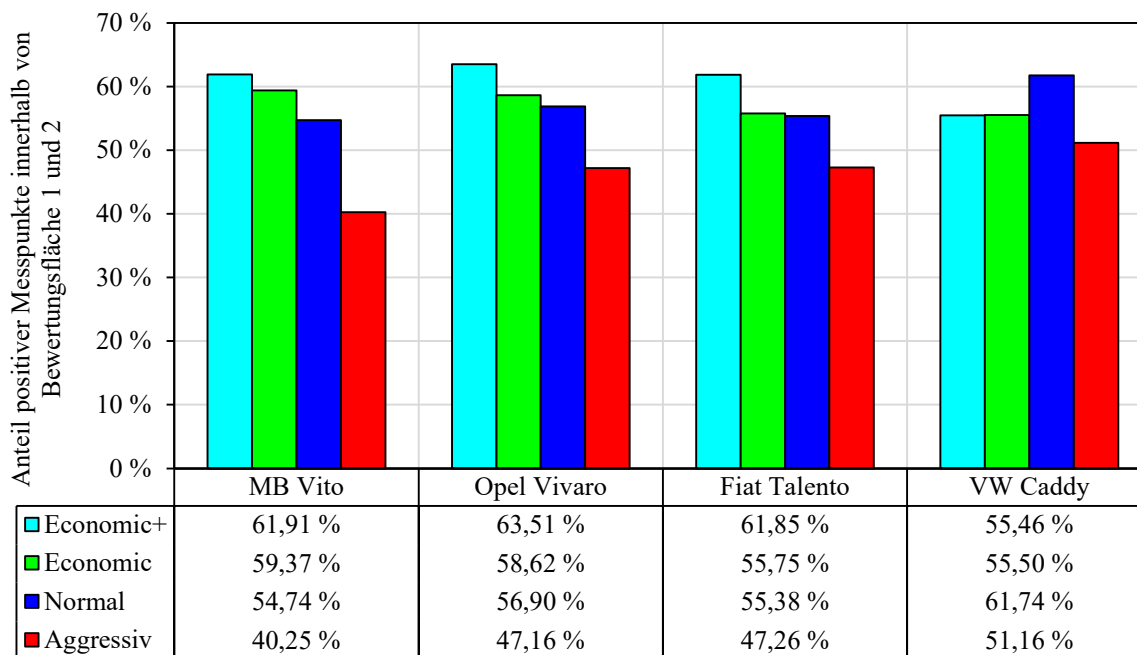


Abbildung 6-2: Anteil positiver Messpunkte der Messfahrten innerhalb der Bewertungsflächen 1 und 2

Wie bereits angesprochen, wird die Wahl der Geschwindigkeit nicht bewertet, außer sie liegt höher als 140 km/h und damit weit oberhalb der maximal zulässigen Höchstgeschwindigkeit in Österreich. Dennoch hat die Geschwindigkeit einen großen Einfluss auf die CO₂-Emissionen. Dies wird am Beispiel des Fahrzeugs VW Caddy deutlich. Abbildung 6-3 zeigt die Messpunkte der „Normal“-Fahrt dieses Fahrzeugs im *v-a*-Diagramm. Viele Messpunkte liegen innerhalb der Bewertungsfläche 1. Dort sind sie jedoch in horizontaler Richtung breit gestreut.

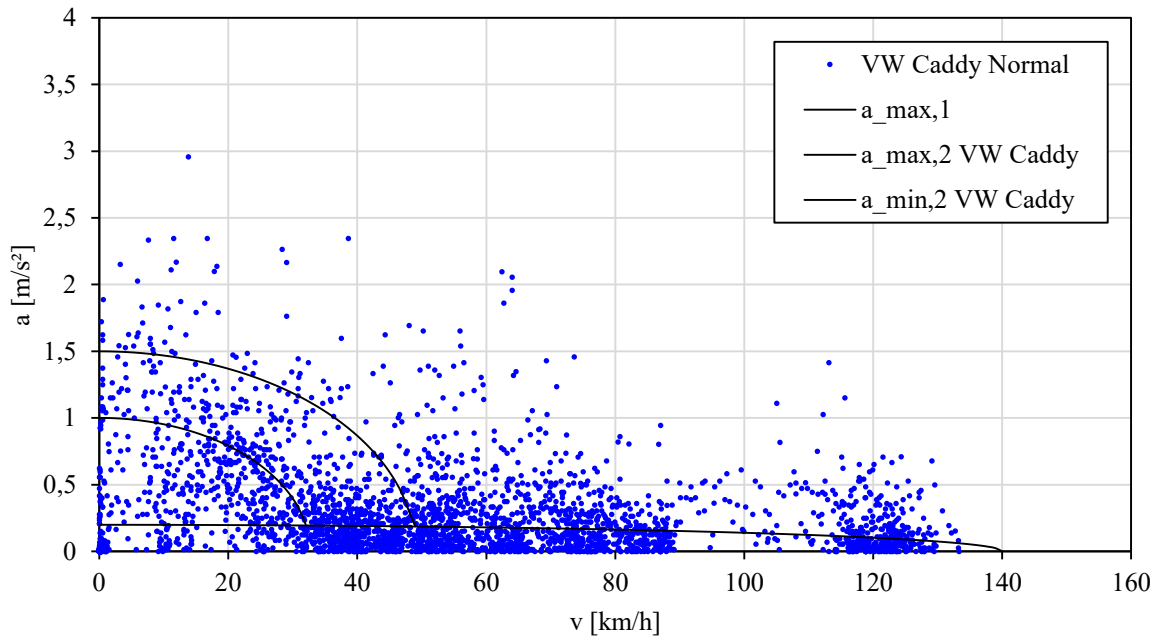


Abbildung 6-3: Messpunkte der Messfahrt „Normal“ des Fahrzeugs VW Caddy

Abbildung 6-4 zeigt die Verteilung der Messpunkte der „Economic+“-Fahrt desselben Fahrzeugs. Außerhalb der Bewertungsflächen ist die Konzentration der Messpunkte teilweise hoch. Jedoch sind die Messpunkte in horizontaler Richtung weniger breit gestreut. Im Bereich von v_{opt} ist eine deutlich erhöhte Konzentration zu erkennen.

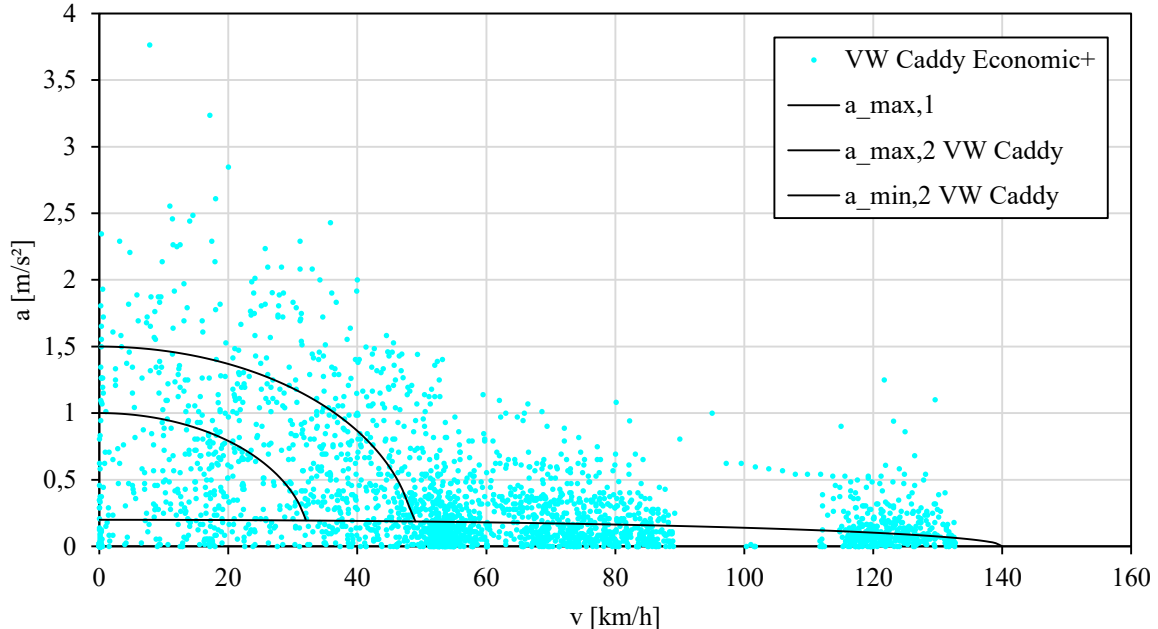


Abbildung 6-4: Messpunkte der Messfahrt „Economic+“ des Fahrzeugs VW Caddy

Aus diesem Grund konnten hier niedrigere CO_2 -Emissionen als während der „Normal“-Fahrt erzielt werden, obwohl die Bewertung anhand der Bewertungsflächen schlechter ist. In der Fahrregel 1 wird zwar gefordert, die Geschwindigkeit vorzugsweise nahe an v_{opt} zu halten. Aufgrund der angesprochenen Sicherheitsüberlegungen wird dies aber nicht überprüft. Dadurch ist die Genauigkeit eingeschränkt, was einen Nachteil der Bewertungsmethode darstellt. Hier besteht Potential für weitere Verbesserungen. Es ist noch anzumerken, dass in der Bewertung

nicht die bei den „Normal“- und „Aggressiv“-Fahrten erhöhte Zuladung berücksichtigt wurde, welche sich zusätzlich im geringen Maße auf die CO₂-Emissionen ausgewirkt hat.

Zum Vergleich wurden vier weitere Bewertungsgrößen herangezogen. Aus den gemessenen Geschwindigkeiten wurde die Beschleunigung a , das Produkt aus Geschwindigkeit und Beschleunigung va und der Ruck j für jeden Messpunkt i berechnet. Daraus wurde jeweils der arithmetische Mittelwert aller positiven Werte bestimmt, bezeichnet mit \bar{a}_{pos} , $\overline{va}_{\text{pos}}$ und \bar{j}_{pos} . Die vierte Bewertungsgröße ist der arithmetische Mittelwert der positiven spezifischen Beschleunigungsarbeit $\bar{w}_{a,\text{pos}}$, berechnet anhand folgender Gleichung:

$$\bar{w}_{a,\text{pos}} = (m_{\text{Fzg}} + m_{\text{Zu}} + m_{\text{rot}}) \cdot \frac{\sum_i v_i \cdot a_i}{\sum_i d_i} \Big|_{a_i > 0} \cdot \frac{\Delta t}{3,6} \quad (6-4)$$

$\bar{w}_{a,\text{pos}}$	arithmetischer Mittelwert der positiven spezifischen Beschleunigungsarbeit	[Wh/km]
m_{Fzg}	Masse Fahrzeug	[kg]
m_{Zu}	Zuladung	[kg]
m_{rot}	rotatorische Masse	[kg]
v_i	Geschwindigkeit im Messpunkt i	[m/s]
a_i	Beschleunigung im Messpunkt i	[m/s ²]
d_i	zurückgelegte Distanz im Messpunkt i	[m]
Δt	Dauer Zeitschritt, hier $\Delta t = 1$ s	[s]

Diese Bewertungsgröße ist aufwendiger zu berechnen, da die Fahrzeugmasse, die Zuladung und die rotatorische Masse bekannt sein müssen. Sie sollte jedoch auch am besten mit den Emissionen korrelieren, denn $\bar{w}_{a,\text{pos}}$ stellt jenen Teil des Leistungsbedarfs dar, der sich zwischen Fahrten mit unterschiedlichem Beschleunigungsverhalten auf derselben Route besonders stark ändert. Daher dient der Mittelwert der positiven spezifischen Beschleunigungsarbeit $\bar{w}_{a,\text{pos}}$ im Vergleich der Bewertungsgrößen als Referenzgröße. Der Korrelationskoeffizient $r(E, B)$ berechnet aus den spezifischen Emissionen (CO₂ oder NO_x) einer Messfahrt E und der Bewertungsgröße ($\bar{w}_{a,\text{pos}}$, W , \bar{a}_{pos} , $\overline{va}_{\text{pos}}$ oder \bar{j}_{pos}) einer Messfahrt B wurde nach Gleichung (6-5) berechnet. Dabei entspricht das Formelzeichen m der Anzahl zugrunde gelegten Messungen. Für die Bestimmung der Korrelationskoeffizienten der Bewertungsgrößen mit den NO_x-Emissionen wurden alle vier Messungen des Fahrzeugs Mercedes-Benz Vito aufgrund der bei der Normal-Fahrt aufgetretenen Regeneration nicht berücksichtigt. Es wurde angenommen, dass im untersuchten Bereich alle Fahrzeuge prinzipiell das gleiche Beschleunigungspotential haben und damit identische Messwerte für Geschwindigkeit, Beschleunigung und Ruck erreichen können. Die Fahrzeuge besitzen jedoch unterschiedliche Emissionsniveaus. Deshalb wurden für die Berechnung der Korrelationskoeffizienten die normierten Emissionen herangezogen. Dies gilt jedoch nicht für die Bewertungsgröße $\bar{w}_{a,\text{pos}}$. Hier wird ein fahrzeugspezifischer physikalischer Zusammenhang dargestellt. Für die Berechnung der Korrelationskoeffizienten mit $\bar{w}_{a,\text{pos}}$ wurden daher die nicht normierten Werte der Emissionen von CO₂ und NO_x verwendet.

$$r(E, B) = \frac{\sum_{i=1}^m (E_i - \bar{E})(B_i - \bar{B})}{\sqrt{\sum_{i=1}^m (E_i - \bar{E})^2 \sum_{i=1}^m (B_i - \bar{B})^2}} \quad (6-5)$$

Abbildung 6-5 zeigt den Korrelationskoeffizienten r ermittelt aus den fünf Bewertungsgrößen und den CO₂- und NO_x-Emissionen. Hohe Werte der Bewertungsgröße W stehen mit niedrigen

Emissionen in Zusammenhang, was einen negativen Wert des Korrelationskoeffizienten zur Folge hat. Deshalb wurde zur besseren Vergleichbarkeit hier der Betrag von r angegeben. Alle Bewertungsgrößen zeigen eine bessere Korrelation mit CO_2 als mit NO_x . Den höchsten r -Wert hat, wie erwartet, die Bewertungsgröße $\bar{w}_{a, \text{pos}}$. Danach folgt die in diesem Kapitel vorgestellte Bewertungsgröße W . Alle anderen Bewertungsgrößen zeigen eine schlechtere bzw. keine Korrelation.

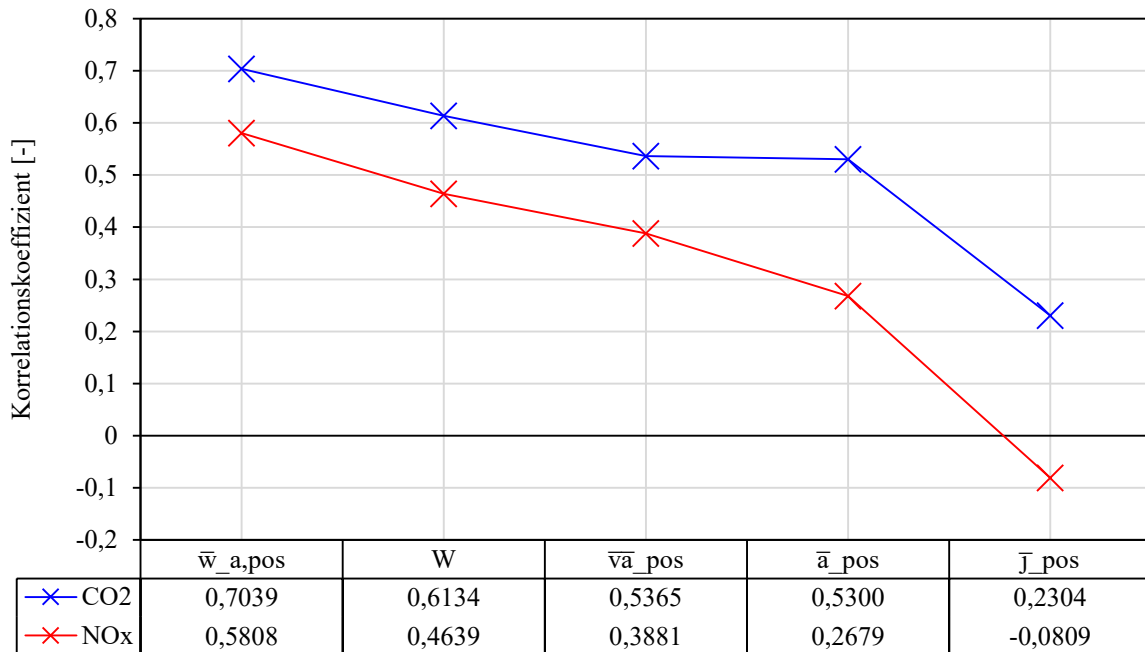


Abbildung 6-5: Korrelationskoeffizienten der Bewertungsgrößen mit den CO_2 - und NO_x -Emissionen

Um beurteilen zu können, ob die über den Korrelationskoeffizienten r gefundenen linearen Zusammenhänge statistisch signifikant sind, wurde der Signifikanzwert p berechnet [15]. Werte von $p < 0,05$ dienen gemeinhin als Anhaltspunkt dafür, dass ein statistisch signifikanter Zusammenhang besteht. Abbildung 6-6 zeigt die Signifikanzwerte der Korrelationen. Die p -Werte der Korrelationen zwischen den Bewertungsgrößen $\bar{w}_{a, \text{pos}}$ und W und den CO_2 -Emissionen liegen deutlich unter dem Signifikanzniveau. Auch die Korrelationen zwischen $\bar{v}a_{\text{pos}}$ bzw. \bar{a}_{pos} und CO_2 weisen noch Werte von $p < 0,05$ auf. Die Korrelation von $\bar{w}_{a, \text{pos}}$ und NO_x liegt mit $p = 0,0477$ nur sehr knapp unter dem Signifikanzniveau. Bei allen anderen Korrelationen lässt der p -Wert nicht auf einen statistisch signifikanten Zusammenhang schließen.

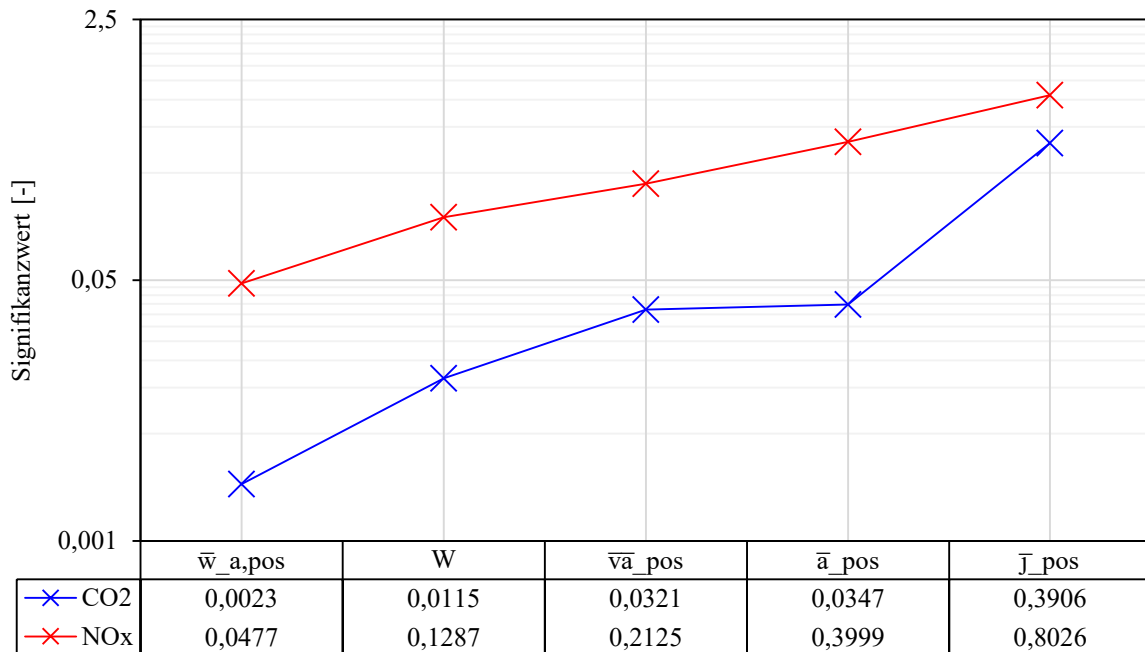


Abbildung 6-6: Signifikanzwerte der Korrelationen zwischen Bewertungsgrößen und CO₂- bzw. NO_x-Emissionen

Dies zeigt, dass die hier vorgestellte Bewertungsgröße W gut geeignet ist, um den Fahrstil in Bezug auf CO₂-Emissionen zu beurteilen. Sie kann anhand weniger Parameter berechnet werden und zeigt einen deutlicheren Zusammenhang zu den Emissionen als vergleichbare Bewertungsgrößen. Die zugrundeliegende Methode kann weiter angepasst und verbessert werden. Durch Änderung der Konstanten und damit der Bewertungsflächen kann die Korrelation möglicherweise noch erhöht werden. Außerdem kann diskutiert werden, mittels Gewichtungsfaktoren die Wahl der Geschwindigkeit zu bewerten, sodass häufigeres Fahren mit v_{opt} zu einer besseren Bewertung führt. Dadurch würde sich voraussichtlich die Korrelation deutlich verbessern.

6.2 Vereinfachte Methode zur Bestimmung der optimalen Geschwindigkeit

Wie in Kapitel 4.1 gezeigt, erfordert die Bestimmung der optimalen Geschwindigkeit v_{opt} , bei der der Verbrauch minimal ist, eine Simulation der CO₂-Emissionen und anschließende Regression der Datenpunkte. Die optimale Geschwindigkeit entspricht bei dieser Vorgehensweise dem Minimum der durch Regression gefundenen U-förmigen Kurve, eines Polynoms 2. Ordnung (siehe Abbildung 4-5). Es wurde außerdem gezeigt, dass die horizontale Lage des Minimums ausschließlich von der Nebenverbraucherleistung P_{Neb} , dem Luftwiderstandsbeiwert c_w , der Stirnfläche des Fahrzeugs A und dem Rollwiderstandskoeffizienten 1. Ordnung f_{r1} abhängt. Daher sollte es möglich sein, v_{opt} nur anhand dieser Kennwerte zu approximieren, sodass keine Simulation durchgeführt werden muss. Eine entsprechende Methode wird in diesem Kapitel vorgestellt.

Um den Luftwiderstand durch einen einzelnen Kennwert beschreiben zu können, wird der Luftwiderstandskoeffizient f_l als Produkt aus Luftwiderstandsbeiwert c_w und Stirnfläche A eingeführt:

$$f_l = c_w \cdot A \quad (6-6)$$

Als Verfahren zur Approximation von v_{opt} wurde die multiple lineare Interpolation angewendet. Bei Kenntnis von Maximal- bzw. Minimalwerten der drei Variablen f_{r1} , f_l und P_{Neb} , sowie von v_{opt} , kann ein Wert für die optimale Geschwindigkeit interpoliert werden. Dazu muss die richtige Gewichtung der einzelnen Variablen gefunden werden, was über drei Gewichtungsfaktoren a_r , a_l und a_{Neb} geschieht. Die Formel zur Ermittlung der optimalen Geschwindigkeit mittels multipler linearer Interpolation ist in Gleichung (6-7) dargestellt.

$$v_{\text{opt,int}}(f_{r1}, f_l, P_{\text{Neb}}) = v_{\text{opt,min}} + \Delta v_{\text{opt,max-min}} \cdot \left(a_r \cdot \frac{f_{r1,\text{max}} - f_{r1}}{\Delta f_{r1,\text{max-min}}} + a_l \cdot \frac{f_{l,\text{max}} - f_l}{\Delta f_{l,\text{max-min}}} + a_{\text{Neb}} \cdot \frac{P_{\text{Neb}} - P_{\text{Neb,min}}}{\Delta P_{\text{Neb,max-min}}} \right) \quad (6-7)$$

$v_{\text{opt,int}}(f_{r1}, f_l, P_{\text{Neb}})$	optimale Geschwindigkeit ermittelt durch Interpolation der Variablen f_{r1} , f_l und P_{Neb}	[km/h]
$v_{\text{opt,min}}$	Minimalwert der optimalen Geschwindigkeit	[km/h]
$\Delta v_{\text{opt,max-min}}$	Differenz zwischen Maximal- und Minimalwert der optimalen Geschwindigkeit	[km/h]
a_r	Gewichtungsfaktor Rollwiderstand	[-]
$f_{r1,\text{max}}$	Maximalwert des Rollwiderstandskoeffizienten 1. Ordnung	[s/m]
f_{r1}	Rollwiderstandskoeffizient 1. Ordnung	[s/m]
$\Delta f_{r1,\text{max-min}}$	Differenz zwischen Maximal- und Minimalwert des Rollwiderstandskoeffizienten 1. Ordnung	[s/m]
a_l	Gewichtungsfaktor Luftwiderstand	[-]
$f_{l,\text{max}}$	Maximalwert des Luftwiderstandskoeffizienten	[m ²]
f_l	Luftwiderstandskoeffizient	[m ²]
$\Delta f_{l,\text{max-min}}$	Differenz zwischen Maximal- und Minimalwert des Luftwiderstandskoeffizienten	[m ²]
a_{Neb}	Gewichtungsfaktor Nebenverbraucherleistung	[-]
P_{Neb}	Nebenverbraucherleistung	[W]
$P_{\text{Neb,min}}$	Minimalwert der Nebenverbraucherleistung	[W]
$\Delta P_{\text{Neb,max-min}}$	Differenz zwischen Maximal- und Minimalwert der Nebenverbraucherleistung	[W]

Die drei Gewichtungsfaktoren a_r , a_l und a_{Neb} müssen dabei folgende Nebenbedingung erfüllen:

$$a_r + a_l + a_{\text{Neb}} = 1 \quad (6-8)$$

Um die Formel anwenden zu können, müssen zunächst die Maximal- und Minimalwerte von f_{r1} , f_l und P_{Neb} abgeschätzt werden. Damit können wiederum Maximal- und Minimalwerte für v_{opt} ermittelt und daraufhin die drei Gewichtungsfaktoren bestimmt werden.

Für den Rollwiderstandskoeffizient 1. Ordnung f_{r1} wurde angenommen, dass der Minimalwert $f_{r1,\text{min}} = 0$ s/m beträgt, also keine lineare Abhängigkeit des Rollwiderstands von der Geschwindigkeit besteht. Für den Maximalwert wurde eine Abschätzung anhand des EU-Reifenlabels übernommen, welche am IVT zur überschlagsmäßigen Ermittlung der Rollwiderstandskoeffizienten verwendet wird und auf Daten aus dem HBEFA basiert. Der

Maximalwert wurde mit $f_{r1,max} = 0,0000784$ s/m angenommen, was dem Rollwiderstand der Kraftstoffeffizienzklasse „E“ am EU-Reifenlabel entspricht. Der Minimalwert des Luftwiderstandskoeffizienten wurde von der Mercedes A-Klasse Limousine (Baureihe 177) übernommen, dem Serien-PKW mit dem aktuell niedrigsten Luftwiderstand weltweit. Mit einem Luftwiderstandsbeiwert von $c_w = 0,22$ und einer Stirnfläche von $A = 2,19$ m² ergibt sich damit ein Minimalwert von $f_{l,min} = 0,4818$ m². Der Maximalwert wurde mit $f_{l,max} = 2$ m² abgeschätzt. Dies entspricht beispielsweise dem Wert eines LNF mit einer sehr großen Stirnfläche von $A = 4$ m² und einer besonders strömungsungünstigen Karosserieform mit $c_w = 0,5$. Die Minimal- und Maximalwerte der Nebenverbraucherleistung wurden anhand der Werte aus Tabelle 2-1 und des Tools zur Berechnung des Leistungsbedarfs der Klimaanlage (siehe Abbildung 2-6) bestimmt. In der minimalen Nebenverbraucherleistung ist der Leistungsbedarf aller Nebenaggregate berücksichtigt, welche nicht deaktiviert werden können. Dazu zählen das Tagfahrlicht, diverse Steuergeräte (für Motor, Airbag, ABS und ESP), die Lenkung (zusätzlicher Leistungsbedarf als Nebenaggregat berücksichtigt), die Lenkhilfepumpe und der Bremskraftverstärker. Es wurde angenommen, dass die Klimaanlage in diesem Szenario deaktiviert ist. Damit erhält man einen Wert von $P_{Neb,min} = 566,54$ W. Für den Maximalwert wurden zusätzlich die Schweinwerfer, die Nebelscheinwerfer, die Scheibenwischer, das Radio, sowie das Navigationssystem einkalkuliert. Außerdem wurde die Klimaanlage im Außenluftbetrieb bei einer Außentemperatur von $t_a = 35$ °C und einer relativen Luftfeuchtigkeit von $\varphi_a = 100$ % angenommen. Daraus ergibt sich ein Wert von $P_{Neb,max} = 5938,26$ W. Aus den jeweiligen Maximal- und Minimalwerten können dann die Differenzwerte berechnet werden.

Um die Maximal- und Minimalwerte der optimalen Geschwindigkeit v_{opt} zu ermitteln, müssen die Simulationen zur Ermittlung der Regressionskurven mit den entsprechenden Maximal- und Minimalwerten der Variablen f_{r1} , c_w , A und P_{Neb} , wie in Abbildung 4-4 dargestellt, durchgeführt werden. Zur Bestimmung von $v_{opt,max}$ muss demnach ein fiktives Fahrzeug mit den Minimalwerten von f_{r1} , c_w und A , sowie dem Maximalwert von P_{Neb} simuliert werden, für $v_{opt,min}$ mit den entsprechend umgekehrten Werten der Variablen. Nach anschließender Regression ergeben sich die Werte $v_{opt,max} = 82$ km/h und $v_{opt,min} = 33$ km/h.

Als letzter Schritt wurden die Werte der drei Gewichtungsfaktoren a_r , a_l und a_{Neb} bestimmt. Dazu wurden für diese zunächst Startwerte angenommen, welche die Nebenbedingung in Gleichung (6-8) erfüllen. Danach wurden für mehrere reale und fiktive Fahrzeuge die Werte der optimalen Geschwindigkeit mittels Simulation und anschließender Regression ($v_{opt,reg}$) sowie mittels Interpolation mit Gleichung (6-7) ($v_{opt,int}$) berechnet. Als fiktive Fahrzeuge wurden Konfigurationen mit maximaler, minimaler und besonders hoher optimaler Geschwindigkeit gewählt, sowie jeweils eine Konfiguration mit den Maximal- bzw. Minimalwerten der Variablen f_{r1} , c_w , A , und P_{Neb} . Dies ergibt zusätzlich zwei fiktive Fahrzeuge mit maximalem bzw. minimalem spezifischem Leistungsbedarf w_e . Die Werte der Gewichtungsfaktoren müssen so gewählt sein, dass der Fehler zwischen $v_{opt,reg}$ und $v_{opt,int}$ für alle Fahrzeuge möglichst klein ist. Um den Fehler zu bestimmen wurde die Summe der Residuenquadrate SQR berechnet:

$$SQR = \sum_i (v_{\text{opt,Reg},i} - v_{\text{opt,Int},i})^2 \quad (6-9)$$

SQR	Summe der Residuenquadrate	$[\text{km}^2/\text{h}^2]$
$v_{\text{opt,Reg},i}$	optimale Geschwindigkeit ermittelt durch Regression von Fahrzeug i	$[\text{km}/\text{h}]$
$v_{\text{opt,Int},i}$	optimale Geschwindigkeit ermittelt durch Interpolation von Fahrzeug i	$[\text{km}/\text{h}]$

Das Optimierungsproblem wurde mit Hilfe des Solver-Add-in Programms für Microsoft Excel gelöst. Ziel war die Minimierung des Werts der Residuenquadratsumme SQR durch Ändern der Gewichtungsfaktoren als Variablen unter Einhaltung der Nebenbedingung aus Gleichung (6-8). Dabei ergaben sich die Gewichtungsfaktoren $a_r = 0,210$, $a_l = 0,233$ und $a_{\text{Neb}} = 0,557$. Die Werte entsprechen der Erwartung, dass die Nebenverbraucherleistung einen größeren Einfluss auf den Wert der optimalen Geschwindigkeit hat als der Roll- und Luftwiderstand. Abbildung 6-7 zeigt die Ergebnisse der Berechnung der optimalen Geschwindigkeit durch Regression sowie durch Interpolation, mit den ermittelten Gewichtungsfaktoren. Die Werte sind nach der Größe der durch Regression ermittelten optimalen Geschwindigkeit sortiert. Bei wenigen Fahrzeugen treten große Abweichungen zwischen den Werten ermittelt durch Regression und Interpolation auf. So ist die Abweichung bei den Fahrzeugen Opel Vivaro und BMW 218d, sowie beim fiktiven Fahrzeug mit maximalem spezifischem Leistungsbedarf w_e größer als 3 km/h. Bei den restlichen Fahrzeugen ist die Abweichung jedoch geringer.

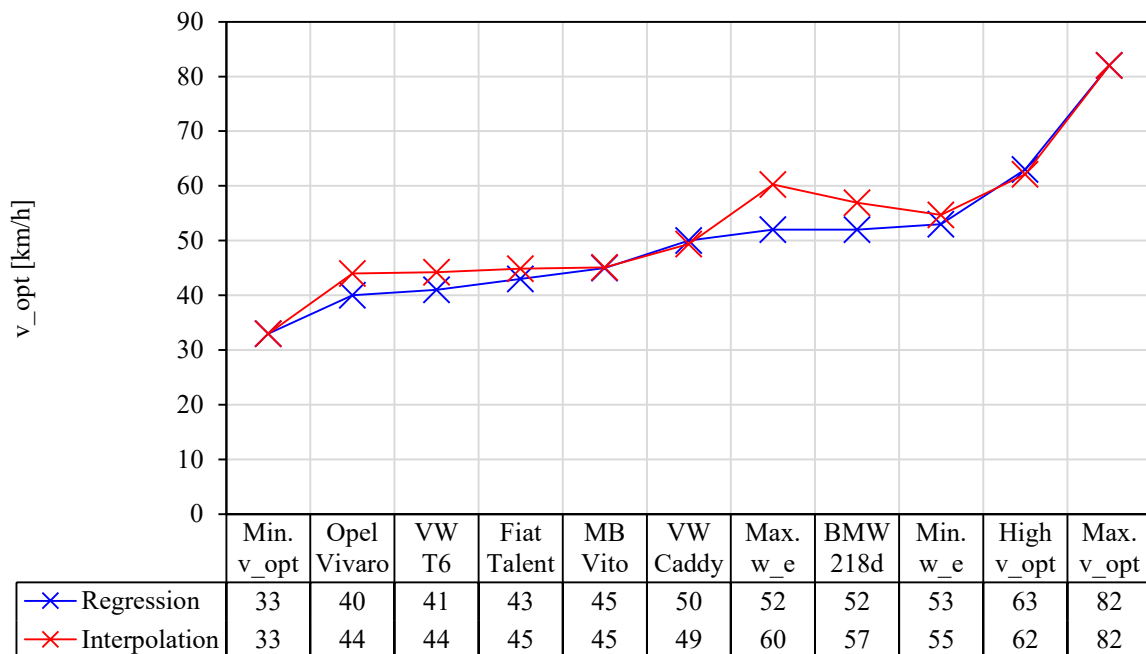


Abbildung 6-7: Optimale Geschwindigkeit ermittelt durch Regression und Interpolation für verschiedene reale und fiktive Fahrzeuge

Es wurde somit gezeigt, dass sich die optimale Geschwindigkeit v_{opt} in guter Näherung durch Interpolation approximieren lässt, sodass bei Kenntnis von Roll- und Luftwiderstand sowie der Nebenverbraucherleistung keine Simulation durchgeführt werden muss. Damit kann die optimale Geschwindigkeit schnell und unkompliziert ermittelt oder, bei Änderung der Umgebungsbedingungen, neu bestimmt werden. Gleichung (6-11) zeigt die endgültige Formel zur Ermittlung der optimalen Geschwindigkeit mittels multipler linearer Interpolation mit den Zahlenwerten aller Konstanten und Gewichtungsfaktoren.

$$\begin{aligned}
v_{\text{opt,int}}(f_{r1}, f_l, P_{\text{Neb}}) &= 33 \text{ km/h} + 49 \text{ km/h} \\
&\cdot \left(0,210 \cdot \frac{0,0000748 \text{ s/m} - f_{r1}}{0,000748 \text{ s/m}} + 0,233 \cdot \frac{2 \text{ m}^2 - f_l}{1,5182 \text{ m}^2} + 0,557 \right) \\
&\cdot \frac{P_{\text{Neb}} - 566,54 \text{ W}}{5371,72 \text{ W}} \quad (6-10)
\end{aligned}$$

6.3 Potentiale der Nachsimulation aufgezeichneter Fahrten

Durch Modelle zur Emissionssimulation, wie das am IVT entwickelte PHEM, kann der Verbrauch und Schadstoffausstoß in guter Näherung ohne aufwendige Messung ermittelt werden. Durch einheitliche Standards und Schnittstellen (OBD-2) ist eine Ermittlung wesentlicher Fahrzeugdaten in jedem modernen Fahrzeug möglich. In Verbindung mit der immer weiter fortschreitenden Rechenkapazität von Smartphones und Tablets ist ein Tool zur Aufzeichnung und Auswertung von alltäglichen Fahrten denkbar. Datenbanken wie das HBEFA liefern dafür näherungsweise Emissionskennfelder nach Euro-Schadstoffklassen. Aktuell beschäftigt sich das EU-finanzierte „Project uCARE“ unter Beteiligung des IVT mit der Entwicklung eines solchen Tools auf Basis des PHEM [16]. In diesem Kapitel sollen dessen Potentiale in Verbindung mit den im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Methoden diskutiert werden. Dabei soll nicht im Detail auf die konkrete Umsetzung eingegangen werden.

Dadurch, dass eine solche Anwendung von einem großen Anteil der Autofahrer in ihren Alltag integrierbar ist, kann ein weitreichendes Bewusstsein für die Strategien zur Umsetzung eines emissionsarmen Fahrstils geschaffen werden. Regelmäßige Fahrten auf derselben Strecke können miteinander verglichen und so dem Fahrer vermittelt werden, wie stark sich eine Änderung bestimmter Aspekte seines Fahrverhaltens auf die Emissionen auswirkt. Dadurch kann bei den Nutzern ein Selbstlernprozess erzielt werden. Durch den Fokus auf die relative Änderung der Simulationsergebnisse wiederkehrender Fahrten verringert sich auch die Bedeutung der Genauigkeit der Eingangsdaten der Simulation, wie beispielsweise der Kennfelder und der Widerstandskennwerte. Zunächst kann das in Kapitel 4.4 vorgestellte „Effshift“-Modell implementiert werden. Durch eine Nachsimulation unter Verwendung dieses Modells anstatt der aufgezeichneten Schaltpunkte, kann dem Fahrer verdeutlicht werden, wie sich eine Änderung seines Schaltverhaltens auf die Schadstoff- und CO₂-Emissionen auswirkt. Dazu müsste ein Algorithmus Muster, wie beispielsweise das häufige zu späte hochschalten in den 3. Gang, erkennen, um den Fahrer in der Auswertung darauf aufmerksam zu machen, um bei ihm einen Lerneffekt zu erzielen.

Schwieriger ist es, dem Fahrer durch eine Nachsimulation den Effekt der Umsetzung der in Kapitel 4.3 vorgestellten praktischen Fahrregeln zu verdeutlichen. Es ist nicht möglich, ein aufgezeichnetes Geschwindigkeitsprofil nachträglich so zu verändern, dass es die korrekte Umsetzung der praktischen Fahrregeln abbildet. Die in Kapitel 6.1 präsentierte Bewertungsmethode lässt sich zwar gut in die Auswertung integrieren, es kann aber nicht ermittelt werden, in welchem Maß die Emissionen durch Befolgen der Fahrregeln verringert hätten werden können. Durch eine weniger komplexe Herangehensweise bietet sich aber die Möglichkeit, dem Fahrer zumindest die Auswirkungen einer zu aggressiven Fahrweise, ausgedrückt durch starkes Beschleunigen, aufzuzeigen. Durch Simulationen in Kapitel 4.2 wurde gezeigt, dass solches Verhalten einen wesentlichen Grund für erhöhte Emissionen darstellt. Das PHEM verfügt bereits über eine Option, mit der die Beschleunigung begrenzt werden kann. Ein Algorithmus berechnet dann die Strecke, die durch die geringeren Beschleunigungen zusätzlich zurückgelegt werden muss und passt das Geschwindigkeitsprofil entsprechend an. Dadurch bleibt die insgesamt zurückgelegte Entfernung unverändert. Es ist

leicht denkbar, den Algorithmus so zu verändern, dass nicht die Beschleunigung, sondern der Leistungsbedarf begrenzt werden kann. Damit kann in Folge, bei Kenntnis der Steigung, für jeden Zeitschritt die bei dieser maximal zulässigen Leistung mögliche Beschleunigung bestimmt werden (siehe Gleichung (4-8)), welche dann als Basis für die Nachsimulation dient. Bei der Begrenzung der Leistung kann sich an Ausgleichskennfeldern orientiert werden, um die Verbesserungspotentiale verschiedener Schadstoffkomponenten zu verdeutlichen. Damit kann die Auswertung des Tools um einen weiteren aufschlussreichen Parameter ergänzt werden.

Ein weiterer Aspekt, der durch Nachsimulation bewertet werden kann, ist das Bremsverhalten. Da beim Betätigen der Bremse kinetische Energie vernichtet wird, sollte dies für einen effizienten Fahrstil so gut wie möglich vermieden werden. Dies wird klarerweise durch vorausschauendes Fahren und das Vermeiden von unnötigem Beschleunigen erreicht. Gleichzeitig ist es aber sehr schwierig das Bremsverhalten anhand von Grenzwerten und Kenngrößen auf unterschiedlichen Strecken zu bewerten, da es sehr stark vom Steigungsverlauf beeinflusst wird. Auch die Zahl der Haltepunkte und die Verkehrsdichte, sowie etwaige Notfallsbremsungen haben große Auswirkungen auf die durchschnittliche Bremsleistung. Durch Emissionsmodelle wie das PHEM kann die Bremsleistung P_{Brems} ermittelt werden. Der Leistungsbedarf durch den Beschleunigungswiderstand P_a und durch den Steigungswiderstand P_{Steig} beruht konservativen Kräften und kann damit auch negativ werden, wenn die gemessene Beschleunigung oder die Steigung negativ ist. Damit die effektive Motorleistung P_e nicht unter die Schleppkurve fällt, wird jener negativer Leistungsbedarf, der diese unterschreitet, der Bremsleistung zugeordnet. Dadurch ist die Leistungsbilanz ausgeglichen. Die Bremsleistung P_{Brems} , die definitionsgemäß kleiner Null ist, wird dabei negativ angesetzt:

$$P_e = P_R + P_L + P_a + P_{\text{Steig}} + P_{\text{Reib}} + P_{\text{Neb}} - P_{\text{Brems}} \quad (6-11)$$

Es wird somit angenommen, dass immer das maximale Schleppmoment ausgenutzt wurde. Mittels Nachsimulation kann nun ermittelt werden, ob aufgrund von starkem Gefälle gebremst wurde. Dieser Anteil kann dann für die Bewertung unberücksichtigt bleiben. Abbildung 6-8 veranschaulicht die einzelnen Anteile der Leistungsbilanz aus Gleichung (6-11) für zwei charakteristische Messpunkte in einem Balkendiagramm. Die roten Balken zeigen einen Messpunkt, in dem eine hohe negative Beschleunigung gemessen wurde. Da P_{Steig} in diesem Fall aber positiv war, ist die resultierende hohe Bremsleistung nicht auf den Streckenverlauf zurückzuführen und sollte voll in die Bewertung des Bremsverhaltens einfließen. Die blauen Balken zeigen einen Messpunkt, in dem der Leistungsbedarf durch den Steigungswiderstand negativ ist. In diesem Fall sollte nur jener Anteil als Bremsleistung gezählt werden, welcher kleiner ist als P_{Steig} . So kann die simulierte Bremsleistung korrigiert werden.

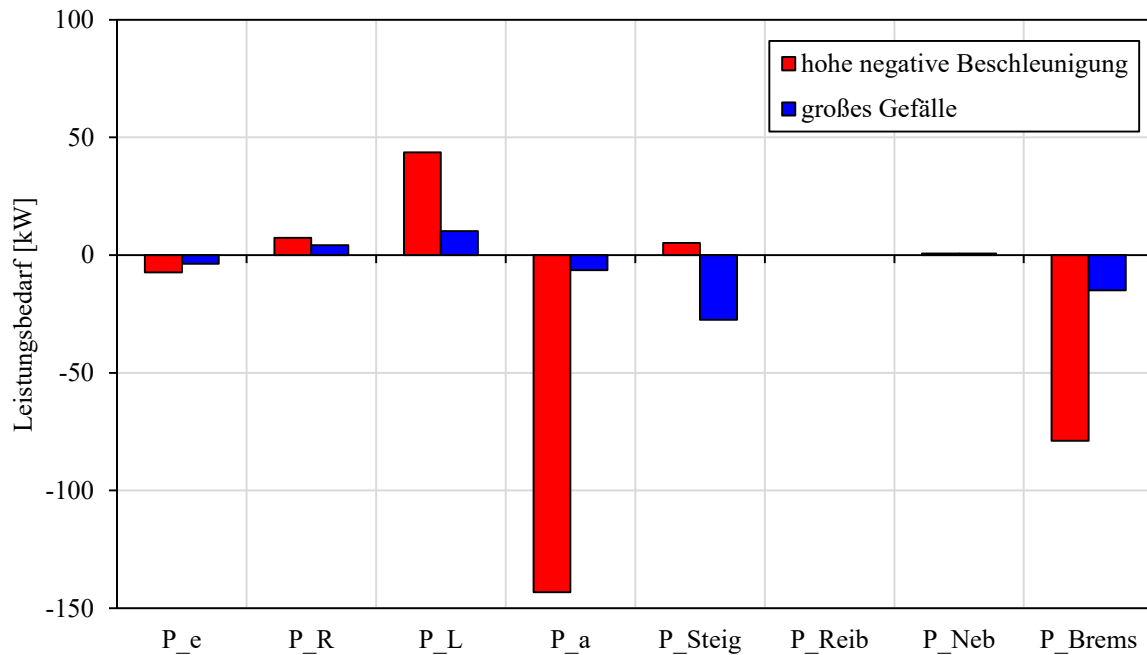


Abbildung 6-8: Leistungsbilanz für Messpunkte mit hoher negativer Beschleunigung und starkem Gefälle

Dies Korrektur ist in Gleichung (6-12) mathematisch ausgedrückt und soll als korrigierte Bremsleistung $P_{\text{Brems,korr}}$ bezeichnet werden.

$$P_{\text{Brems,korr}} = \begin{cases} P_{\text{Brems}} & \text{für } P_{\text{Steig}} \geq 0 \\ P_{\text{Brems}} - P_{\text{Steig}} & \text{für } P_{\text{Steig}} < 0 \text{ und } P_{\text{Brems}} < P_{\text{Steig}} \\ 0 & \text{für } P_{\text{Steig}} < 0 \text{ und } P_{\text{Brems}} > P_{\text{Steig}} \end{cases} \quad (6-12)$$

Eine Alternative zu dieser Korrekturmethode ist das einfache Ignorieren der Höhendaten in der Nachsimulation. Dadurch fällt ebenfalls der zusätzliche negative Leistungsbedarf durch das Gefälle weg. Um diese beiden Herangehensweisen miteinander vergleichen zu können, wurden sieben aufgezeichnete Fahrten mit dem Euro 6d-TEMP Diesel Durchschnittsfahrzeug nachsimuliert. Diese Fahrten wurden mit drei verschiedenen Fahrstilen („Economic“, „Normal“ und „Aggressiv“) auf zwei Routen („Ries“ und „Arzberg“) durchgeführt. Abbildung 6-9 zeigt den Streckenverlauf der Route „Arzberg“. Sie führt über den Norden von Graz und erfordert einen wesentlich höheren durchschnittlichen Leistungsbedarf als die Route „Ries“.

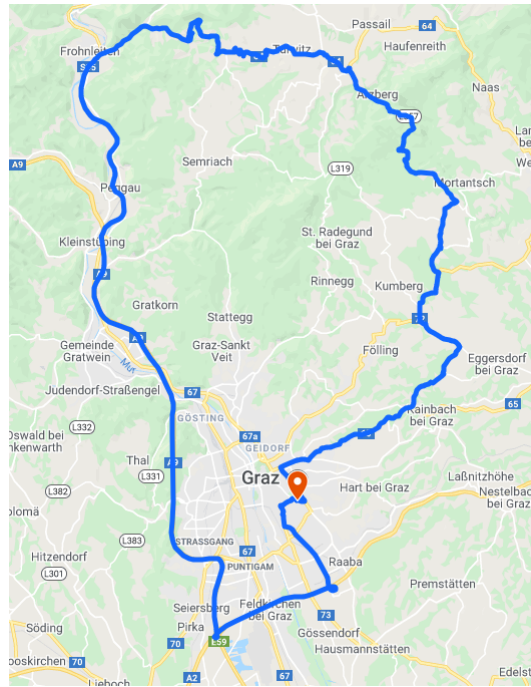


Abbildung 6-9: Streckenverlauf der Route „Arzberg“

Abbildung 6-10 zeigt die Höhenprofile der beiden Routen im Vergleich. Es ist deutlich erkennbar, dass die Route „Arzberg“ ein deutlich dynamischeres Profil mit längeren Phasen starker Steigung bzw. starken Gefälles aufweist, wo ausgeprägter Schubbetrieb wahrscheinlich ist.

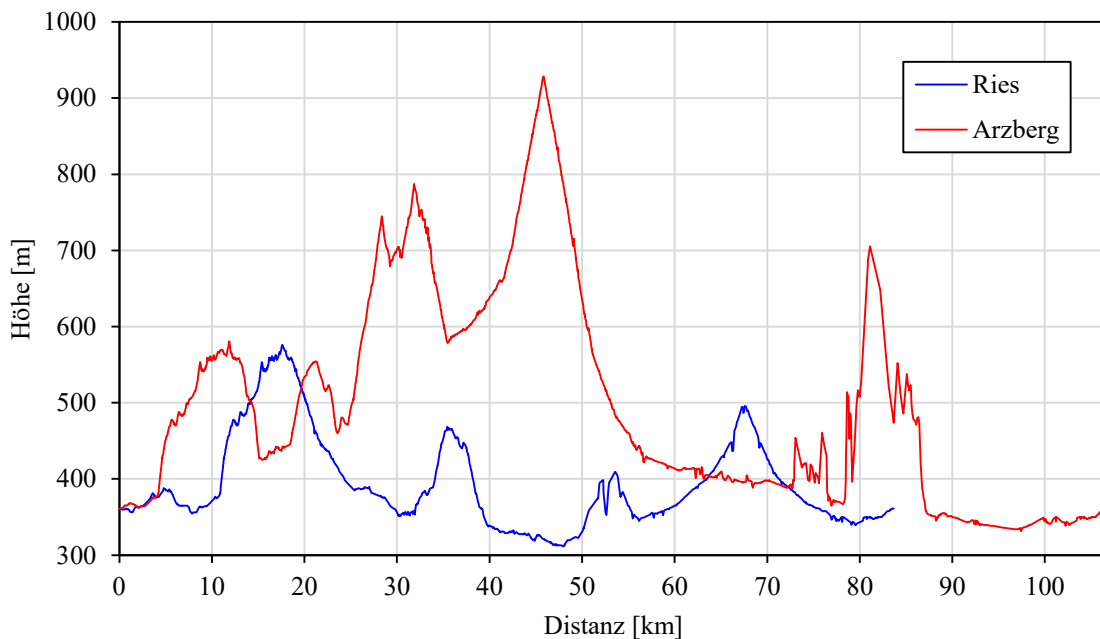


Abbildung 6-10: Höhenprofile der Routen „Ries“ und „Arzberg“

Zum Vergleich der beiden Korrekturansätze wurden verschiedene Formen der spezifischen negativen Arbeit berechnet. Abbildung 6-11 zeigt die Ergebnisse. Zunächst wurde die spezifische negative Beschleunigungsarbeit $w_{a,neg}$ ermittelt. Ein Zusammenhang zum Fahrstil ist deutlich sichtbar. Zusätzlich wurde die spezifische Bremsarbeit w_{Brem} bestimmt. Es ist erkennbar, dass sich die langen Schubphasen in der Route „Arzberg“ in einer Erhöhung der benötigten Bremsarbeit ausgewirkt haben. Daraufhin wurden die beiden Methoden auf die

Daten angewandt und daraus die Kennwerte für die Simulation ohne Höhendaten ($w_{\text{Brems,eben}}$) und die Korrektur mittels Gleichung (6-12) ($w_{\text{Brems,korr}}$) berechnet. Beide Ansätze liefern ähnliche Ergebnisse. Die Fahrten auf der Route „Arzberg“ zeigen nun nicht mehr durchgehend eine höhere spezifische Bremsarbeit als auf der Route „Ries“. Das spricht dafür, dass beide Korrekturen erfolgreich waren und näherungsweise jene Bremsarbeit zeigen, welche nicht durch den Steigungsverlauf bedingt war. Es ist auch jeweils ein leichter Zusammenhang zwischen Fahrstil und korrigierter Bremsarbeit erkennbar. Welcher der zwei Kennwerte schlussendlich besser als Bewertungskriterium geeignet ist muss durch weitere Analysen ermittelt werden.

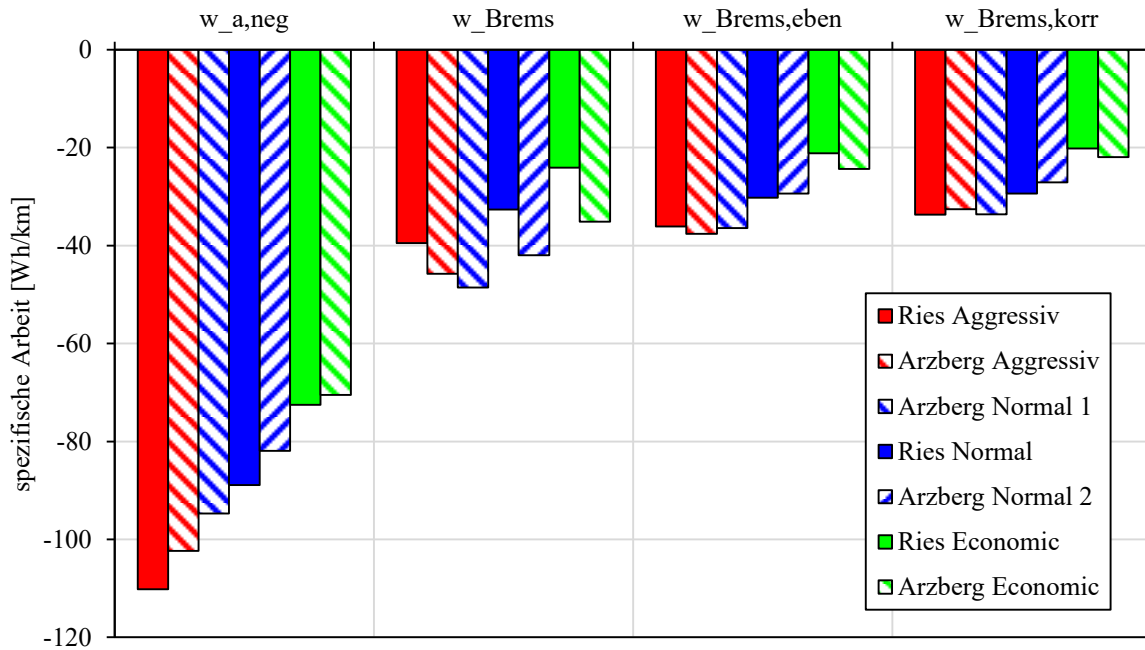


Abbildung 6-11: Verschiedene Formen der spezifischen negativen Arbeit aus der Nachsimulation von sieben Fahrten mit drei Fahrstilen auf den Routen „Ries“ und „Arzberg“

7 Schlussfolgerungen und Ausblick

Durch die Betrachtungen in dieser Arbeit konnten grundlegende Zusammenhänge zwischen dem Beschleunigungsverhalten und dem Ausstoß von CO₂ und NO_x gefunden werden. Die optimale Geschwindigkeit v_{opt} , bei der die CO₂-Emissionen pro Kilometer minimal sind, wurde als wichtiger Parameter identifiziert. Es wurde gezeigt, dass die Kenntnis dieser Geschwindigkeit bei der Umsetzung eines effizienten Fahrstils von zentraler Bedeutung ist. Basierend darauf wurden praktische Fahrregeln vorgestellt, welche in einer kurzen Messreihe den Ausstoß von CO₂ und NO_x senken konnten. Es wurden zudem mehrere Einflussgrößen ermittelt, welche den Wert von v_{opt} beeinflussen. So bestimmt vor allem der Leistungsbedarf der Nebenverbraucher, wozu insbesondere die Klimaanlage zählt, den Wert von v_{opt} , sodass ein direkter Einfluss der Umgebungstemperatur auf die genaue Strategie bei der Wahl der effizientesten Geschwindigkeit und des Beschleunigungsverhaltens besteht. Um den Wert von v_{opt} aufgrund seiner Bedeutung und Abhängigkeiten möglichst schnell neu bestimmen zu können, wurde eine vereinfachte Methode für dessen Ermittlung mittels Interpolation entwickelt, sodass nicht die Notwendigkeit besteht, Simulationen und anschließende Regressionen durchzuführen. Neben den Vorgaben, wie ein effizientes Beschleunigungsverhalten umzusetzen ist, wurde auch eine Methode entwickelt, um Fahrten nachträglich dahingehend zu bewerten. Diese Methode zeigte eine höhere Korrelation mit den CO₂- und NO_x-Emissionen als vergleichbare Bewertungsgrößen bei gleichzeitig höherer Signifikanz. Des Weiteren wurde ein Ansatz für eine effiziente Schaltstrategie erklärt und auf Möglichkeiten eingegangen, das Bremsverhalten zu bewerten.

Alle gefundenen Zusammenhänge zeichnen sich dadurch aus, dass sie auf den jeweils spezifischen Fahrzeugparametern, wie Kennfeldern, Widerstandskennwerten und Abschätzungen über Verbraucher und Verluste, basieren. Dadurch ergeben sich einerseits Einschränkungen, andererseits eröffnen sich aber auch zusätzliche Potentiale. Ein Nachteil des entwickelten Ansatzes ist, dass viele Fahrzeugdaten und -parameter in ausreichender Genauigkeit vorhanden sein müssen. Mit der Genauigkeit der Eingangsdaten steigt auch der Nutzen der vorgestellten Methoden. Es kann jedoch davon ausgegangen werden, dass auch bei Abschätzen der Parameter anhand von Durchschnittswerten für Schadstoffklassen gute Ergebnisse erzielt werden können. Durch die Verknüpfung der Erkenntnisse dieser Arbeit mit Simulationssoftware zur Auswertung alltäglicher Fahrten mittels Smartphones oder Tablets und drahtlosen OBD-Schnittstellen zur Datenaufzeichnung ergeben sich hingegen enorme Potentiale. So kann die Vermittlung der Fahrregeln direkt mit der Auswertung der täglichen Pendelstrecke zur Arbeit kombiniert werden. Dem Verbraucher kann so der Einfluss verschiedener Aspekte seines Fahrverhaltens verdeutlicht und seine Erfolge bei der Einsparung von Emissionen dargestellt werden. So lässt sich ein Lerneffekt erzielen, der dabei hilft, die bestehende Fahrzeugflotte effizienter zu nutzen und damit dazu beizutragen, die Ziele des Abkommens von Paris in Hinblick auf die Eindämmung der Erderwärmung zu erreichen. Durch den universellen Ansatz basierend auf den grundlegenden physikalischen Zusammenhängen der Fahrwiderstände können die Methoden auch auf andere Antriebstechnologien übertragen werden. Solange ein Interesse besteht Verkehr effizienter zu gestalten, kann durch diese Ansätze der Energieeinsatz pro gefahrenem Kilometer optimiert werden.

Abseits von denen im Hauptteil dieser Arbeit angesprochenen Potentialen bestehen jedoch noch weitere Möglichkeiten, die gewonnenen Erkenntnisse noch effizienter einzusetzen. Eine Zukunftsvision wäre die direkte Implementierung der Methoden und Simulationsmodelle, sowie der Visualisierung und Auswertung von Seiten der Fahrzeughersteller. Diese kennen in der Regel alle Daten und Parameter ihrer Fahrzeuge, von Kennfeldern über Fahrwiderstandskennwerte, und können einen uneingeschränkten Zugriff auf Messwerte zu Geschwindigkeit, Drehzahl, Steigung, GPS-Position, Temperatur etc. ermöglichen. Somit

können alle Berechnungen und Simulation über die Fahrzeugsoftware durchgeführt werden. Dadurch wäre es möglich, den Fahrer bereits während der Fahrt umfassend bei der Umsetzung eines effizienteren Fahrstils zu unterstützen. Beispielsweise wäre es denkbar, die vorgestellten Strategien zu Beschleunigungs-, Brems- und Schaltverhalten, sowie zur Wahl der optimalen Geschwindigkeit als Farbskalen darzustellen und mittels eines Head-Up-Displays direkt im Sichtfeld des Fahrers anzuzeigen. Über eine nachträgliche Auswertung könnten weiterhin Einsparpotentiale im Hinblick auf konkrete Emissionswerte berechnet werden. Dieser Ausblick zeigt, wie ein ganzheitlicher Ansatz aussehen könnte, um Autofahrern einen effizienten Fahrstil zu vermitteln.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Treibhausgasemissionen je Fahrzeugkilometer in der Kompaktklasse für verschiedene Antriebstechnologien [1]	2
Abbildung 2-1: Aufteilung der positiven effektiven Motorarbeit auf die Fahrwiderstände für verschiedene Geschwindigkeitsbereiche.....	6
Abbildung 2-2: Zusammenhang zwischen Gewichtskraft und Radlast	7
Abbildung 2-3: Streuband Rollwiderstandsbeiwerte in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit für Pkw-Radial- und Diagonalreifen [2]	8
Abbildung 2-4: Zusammenhang zwischen Gewichtskraft und Steigungswiderstand.....	11
Abbildung 2-5: Typischer Aufbau eines Aggregatetriebs.....	12
Abbildung 2-6: Kennfeld Leistungsbedarf Klimaanlage über Außentemperatur und Luftfeuchtigkeit bei Standarddruck für Mischluftbetrieb [6]	14
Abbildung 2-7: Schema PHEM.....	15
Abbildung 3-1: Kurze Messfahrt mit Einhüllenden (links) und Darstellung der Parameter anhand eines Halbzyklus (rechts) [7]	17
Abbildung 3-2: Beispiel zweier Messfahrten über die selbe Route mit energieeffizientem Fahrstil (links) und mit ineffizientem Fahrstil (rechts) [7].....	17
Abbildung 3-3: Flussdiagramm der Fuzzylogik zur Ermittlung eines Gesamtindex aus fünf Teilbewertungen für einen Halbzyklus [7]	18
Abbildung 3-4: Vergleich von Bewertung durch Experten und durch Berechnung [7]	19
Abbildung 3-5: Anwendung des Bewertungsalgorithmus auf ein Segment des US06-Fahrzyklus für verschiedene Fensterbreiten [9].....	21
Abbildung 3-6: Vergleich der Bewertung zweier Algorithmen mit simulierter Kraftstoffeffizienz für verschiedene Fahrzyklen [9].....	22
Abbildung 3-7: Flussdiagramm des Gesamtmodells mit fünf Stufen [12]	24
Abbildung 3-8: Schnittstelle zum Fahrer mit beispielhaftem Fahrhinweis [12].....	25
Abbildung 3-9: Spezifisches Verbrauchskennfeld [12]	26
Abbildung 3-10: Flussdiagramm Fahrzustandsbestimmung, Stufe 1 [12].....	27
Abbildung 3-11: Normatives Modell für das Manöver „Beschleunigen“, Stufe 2 [12]	28
Abbildung 3-12: Kraftstoffverbrauch der Fahrten 3-6 über Gruppen und gesamte Strecke [12].....	29
Abbildung 3-13: Kraftstoffverbrauch der Gruppen über Fahrten in städtischer Umgebung [12]	30
Abbildung 4-1: CO ₂ -Kennfelder mit absoluten Emissionen für Euro 6d-TEMP Diesel- (links) bzw. Ottomotor (rechts) aus HBEFA 4.1	31
Abbildung 4-2: CO ₂ -Kennfelder mit spezifischen Emissionen für Euro 6d-TEMP Diesel- (links) bzw. Ottomotor (rechts) aus HBEFA 4.1.....	32
Abbildung 4-3: Verlauf der spezifischen effektiven Motorarbeit über der Geschwindigkeit für zwei Durchschnittsfahrzeuge aus HBEFA 4.1	33

Abbildung 4-4: Einfluss relevanter Parameter auf den Verlauf der spezifischen effektiven Motorarbeit und die Lage des Minimums	34
Abbildung 4-5: Verlauf der CO ₂ -Emission über der Geschwindigkeit für Euro 6d-TEMP Diesel Durchschnittsfahrzeug aus HBEFA 4.1 mittels Simulation im PHEM.....	35
Abbildung 4-6: Zusammensetzung Ausgleichskennfeld für Euro 6d-TEMP Diesel Durchschnittsfahrzeug aus HBEFA 4.1	37
Abbildung 4-7: Zusammensetzung Ausgleichskennfeld für Euro 6d-TEMP Otto Durchschnittsfahrzeug aus HBEFA 4.1	38
Abbildung 4-8: Verlauf der optimalen Beschleunigung über der Geschwindigkeit für zwei Durchschnittsfahrzeuge aus HBEFA 4.1	39
Abbildung 4-9: Geschwindigkeitsprofile für Beschleunigung von 0 – 54 km/h bei einer zurückgelegten Strecke von 1125 m.....	40
Abbildung 4-10: Geschwindigkeitsprofile für Beschleunigung von 54 – 130 km/h bei einer zurückgelegten Strecke von 5500 m.....	40
Abbildung 4-11: CO ₂ -Emissionen aus Simulation der Fahrprofile mittels PHEM	41
Abbildung 4-12: NO _x -Emissionen aus Simulation der Fahrprofile mittels PHEM	41
Abbildung 4-13: Verlauf der Geschwindigkeit über der normierten Drehzahl für jeden Gang des Euro 6d-TEMP Diesel Durchschnittsfahrzeugs aus HBEFA 4.1	43
Abbildung 4-14: Zusammensetzung des Ausgleichskennfelds des Euro 6d-TEMP Diesel Durchschnittsfahrzeugs aus HBEFA 4.1 mit Betriebspunkten für verschiedene Gänge bei moderatem Leistungsbedarf.....	44
Abbildung 5-1: Streckenverlauf der Route „Ries“	46
Abbildung 5-2: Gemessene CO ₂ -Emissionen der Messfahrten	47
Abbildung 5-3: Gemessene NO _x -Emissionen der Messfahrten	48
Abbildung 5-4: Mittelwerte der normierten gemessenen Emissionen der Messfahrten mit Streubereichen	48
Abbildung 6-1: Bewertungsflächen für Euro 6d-TEMP Durchschnittsfahrzeuge (HBEFA 4.1).....	52
Abbildung 6-2: Anteil positiver Messpunkte der Messfahrten innerhalb der Bewertungsflächen 1 und 2.....	54
Abbildung 6-3: Messpunkte der Messfahrt „Normal“ des Fahrzeugs VW Caddy	55
Abbildung 6-4: Messpunkte der Messfahrt „Economic+“ des Fahrzeugs VW Caddy	55
Abbildung 6-5: Korrelationskoeffizienten der Bewertungsgrößen mit den CO ₂ - und NO _x -Emissionen	57
Abbildung 6-6: Signifikanzwerte der Korrelationen zwischen Bewertungsgrößen und CO ₂ - bzw. NO _x -Emissionen	58
Abbildung 6-7: Optimale Geschwindigkeit ermittelt durch Regression und Interpolation für verschiedene reale und fiktive Fahrzeuge	61
Abbildung 6-8: Leistungsbilanz für Messpunkte mit hoher negativer Beschleunigung und starkem Gefälle	64

Abbildung 6-9: Streckenverlauf der Route „Arzberg“	65
Abbildung 6-10: Höhenprofile der Routen „Ries“ und „Arzberg“	65
Abbildung 6-11: Verschiedene Formen der spezifischen negativen Arbeit aus der Nachsimulation von sieben Fahrten mit drei Fahrstilen auf den Routen „Ries“ und „Arzberg“	66

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Leistungsbedarf Nebenverbraucher inkl. Jahresanteil [6]	13
Tabelle 3-1: Durchschnittlicher Ruck für verschiedene Straßenarten und Verkehrsdichten [9]	20
Tabelle 3-2: Verwendete Fahrzeuge zur Untersuchung der EcoDriving Methode	23
Tabelle 5-1: Fahrzeuge des Messprogramms	45
Tabelle 5-2: optimale Geschwindigkeit, Fahrer und Zuladung der Messfahrten.....	47

Literaturverzeichnis

- [1] D. Fritz, H. Heinfellner und S. Lambert, „Die Ökobilanz von Personenkraftwagen: Bewertung alternativer Antriebskonzepte hinsichtlich CO₂-Reduktionpotential und Energieeinsparung“, Wien, Reports Band 0763, 2021.
- [2] B. Heiing, M. Ersoy und S. Gies, „Fahrdynamik“ in *ATZ / MTZ-Fachbuch, Fahrwerkhandbuch: Grundlagen · Fahrdynamik · Komponenten · Systeme · Mechatronik · Perspektiven*, B. Heiing, M. Ersoy und S. Gies, Hg., 4. Aufl. Wiesbaden, s.l.: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013, S. 38–155, doi: 10.1007/978-3-658-01992-1_2.
- [3] Daimler, *Die neue A-Klasse Limousine verteidigt den Weltrekord in der Aerodynamik | Daimler*. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.daimler.com/produkte/pkw/mercedes-benz/aerodynamik-a-klasse-limousine.html> (Zugriff am: 28. August 2020).
- [4] S. Hausberger, „Umweltauswirkungen des Verkehrs: Teil I“. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, März 2018.
- [5] *Verordnung (EU) 2017/1151 der Kommission vom 1. Juni 2017 zur Ergänzung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Fahrzeugreparatur- und -wartungsinformationen, zur Änderung der Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates, der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission sowie der Verordnung (EU) Nr. 1230/2012 der Kommission und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission: VO (EU) 2017/1151*, 2017.
- [6] L. Lohnauer, „Einfluss von Anbauteilen und Umgebungsbedingungen auf Real Drive Emission Ergebnisse“, Graz, 2019.
- [7] D. Vangi und A. Virga, „Evaluation of energy-saving driving styles for bus drivers“, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Jg. 217, Nr. 4, S. 299–305, 2003, doi: 10.1243/09544070360613255.
- [8] O. Derbel und R. J. Landry, „Driving style assessment based on the GPS data and fuzzy inference systems“ in *2015 IEEE 12th International Multi-Conference on Systems, Signals & Devices (SSD15)*, 2015, S. 1–8, doi: 10.1109/SSD.2015.7348214.
- [9] Y. L. Murphey, R. Milton und L. Kiliaris, „Driver's style classification using jerk analysis“ in *IEEE Workshop on Computational Intelligence in Vehicles and Vehicular Systems*, Nashville, TN, 2009, S. 23–28, doi: 10.1109/CIVVS.2009.4938719.
- [10] H. Johansson, P. Gustafsson, M. Henke und M. Rosengren, „Impact of EcoDriving on emissions“ in *12th International Symposium "Transport and Air Pollution"*, Avignon, 2003.
- [11] *Neuer Folder: Spritsparen - Modern Driving, klimaaktiv*. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.klimaaktiv.at/mobilitaet/ecodriving/folder.html> (Zugriff am: 23. September 2020).
- [12] M. van der Voort, M. S. Dougherty und M. van Maarseveen, „A prototype fuel-efficiency support tool“, *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, Jg. 9, Nr. 4, S. 279–296, 2001, doi: 10.1016/S0968-090X(00)00038-3.
- [13] G. Fraidl, P. Kapus und K. Vidmar, „The gasoline engine and RDE challenges and prospects“ in *Proceedings, 16. Internationales Stuttgarter Symposium Automobil- und*

Motorentchnik, M. Bargende, H.-C. Reuss und J. Wiedemann, Hg., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016, doi: 10.1007/978-3-658-13255-2_20.

- [14] U. Spicher und H. Stoffels, „Gemischbildungs- und Verbrennungsverfahren“ in *Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung*, Springer, doi: 10.1007/978-3-658-12215-7_3.
- [15] Statistik Service, *Korrelationsanalyse in EXCEL durchführen* | NOVUSTAT. [Online]. Verfügbar unter: <https://novustat.com/statistik-blog/korrelationsanalyse-excel.html> (Zugriff am: 6. Januar 2021).
- [16] Project ucare, *Project uCARE - Project ucare*. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.project-ucare.eu/> (Zugriff am: 20. Februar 2021).