



Master - Arbeit

Alexander POHN, BSc

**» SIMULATION VON GETRIEBE- KONZEPTEN FÜR KTM  
MOTORRÄDER IM HINBLICK AUF AUTOMATISIERUNG  
UND ANBINDUNG VON HYBRIDANTRIEBEN**

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom- Ingenieurs  
unter Anleitung von

Ass. Prof. DI Dr. techn. Friedrich FABER

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik

erstellt an der

Technischen Universität Graz  
Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Betreuer:  
Ass. Prof. DI Dr. techn. Friedrich FABER  
DI Frederik HARNISCHMACHER

Graz, 30.10.2017



In Dankbarkeit an meine Eltern

## Danksagung

Eingangs darf ich mich bei all jenen Personen bedanken, die mich bei der Anfertigung meiner Masterarbeit unterstützt haben.

Herrn Prof. DI Dr. techn. Friedrich Faber darf ich für Betreuung und Begutachtung dieser Arbeit, von Seiten der technischen Universität Graz, aufrichtig danken. Während der gesamten Zeit meiner Anstellung am Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik sowie für die Zeit der Verfassung der Masterarbeit, kann ich auf zahlreiche ausführliche und konstruktive Gespräche zurückblicken, die immer wieder neue Motivation und Input geliefert haben. Ich möchte auch ausdrücklich die Bemühungen erwähnen, die für die Betreuung über die große Distanz Graz – Mattighofen erforderlich waren.

Seitens der Firma KTM AG gilt mein herzlicher Dank Herrn DI Frederik Harnischmacher, seiner Unterstützung und Hilfe konnte ich mir während der gesamten mehrjährigen Zusammenarbeit mit der Firma KTM immer sicher sein. Dabei durfte ich auf seine wertvollen Ratschläge zurückgreifen und fand Unterstützung in der Aufbereitung der Messdaten, die ich hier stellvertretend erwähnen darf. Darüber hinaus ist es mir ein Anliegen, das angenehme Arbeitsklima mit ihm und allen Mitarbeitern in seinem Team zu erwähnen.

Des Weiteren darf ich mich bei Herrn DI Christian Mayrhofer bedanken, der mir bei der Beantwortung zu innermotorischen Fragen zur Seite gestanden ist. Namentlich dankend erwähnen möchte ich die Mitarbeiter der Firma KTM, Herrn Ing. Franz Hattinger, Herrn DI Clemens Roßboth und Herrn DI Manuel Schwarz. Abschließend darf ich noch Herrn Ing. Karl- Maria Grugl danken, der mich als Ansprechpartner der ersten Minute, über die Verfassung meiner Bachelorarbeit bis heute unterstützt hat.

Mein Dank gilt auch Mr. Jonathan Zeman von Supportteam der Firma Gamma Technologies LLC. in den Vereinigten Staaten von Amerika. Als Ansprechpartner bezüglich GT SUITE, konnte ich auf seine Problemlösungskompetenz in Verbindung mit der Simulationssoftware vertrauen.

Ebenso möchte ich meinen Freunden Herrn DI (FH) Bernd P. Mager, Herrn DI Stefan Tischlinger und Herrn DI Philipp Zojer für schöne gemeinsame Studienzeit in Graz danken.

Mein besonderer Dank gilt meiner Familie, die all meine Entscheidungen stets unterstützt und mich während der gesamten Studienzeit bestärkt hat. An dieser Stelle sei mir erlaubt auf die Wichtigkeit des Rückhaltes in der Familie zu verweisen, dessen ich mich immer sicher sein konnte.

Graz, am 30.10.2017

Alexander POHN

## **Eidesstattliche Erklärung**

Hiermit erkläre ich 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 entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am .....

.....  
(Alexander POHN, BSc)

## **Statutory declaration**

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 marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, am .....

.....  
(Alexander POHN, BSc)

## Kurzfassung

Verbrennungsmotorisch betriebene Fahrzeuge sehen sich in den letzten Jahren zunehmendem Druck hinsichtlich einer Senkung des Kraftstoffverbrauches und im Betrieb entstehenden Abgasemissionen ausgesetzt. Diese allseits bekannte Thematik, wird in Zukunft nicht nur mehrspurige Fahrzeuge für den Transport von Gütern und Lasten, sowie den Personen- Individual- Verkehr, sondern auch einspurige Fahrzeuge betreffen. Es gilt daher frühzeitig auf die kommenden Herausforderungen zu reagieren, um dies in der Entwicklung von Motorrädern rechtzeitig berücksichtigen zu können. Die Unaufhaltsamkeit dieser Entwicklung kann anhand der Verschärfung der Abgasgesetzgebung zu Jahreswechsel 2016/17, sowie weiteren in Vorbereitung zur Einführung befindlichen Regularien festgemacht werden.

Als Schnittstelle zwischen Verbrennungsmotor und Rad des Fahrzeuges kommt dabei dem Getriebe eine besondere Bedeutung zu. Durch Verbesserungen am Motor erzielte Einsparungen können bei falscher Auslegung des Getriebes leicht vollständig zu Nichte gemacht oder weiter verstärkt werden. Für die Wandlung von Drehmoment und Drehzahl in einem Getriebe besteht eine große Anzahl an Möglichkeiten abseits des heute überwiegen eingesetzten 6- Gang- Schaltgetriebes bei Straßenmotorrädern. Die vorliegende Masterarbeit setzt sich mit den Fragen zur Stufenanzahl, deren Übersetzungen und der Automatisierung bei gestuften Getriebe-Konzepten im Kontext des Kraftstoffverbrauches und entstehender Emissionen auseinander. Bei stufenlosen Bauarten sind die Größe des Verstellbereiches und die Automatisierung von Interesse.

In der Automobilindustrie wird wegen der zunehmenden Anforderungen an den Kraftstoffverbrauch und die Emissionen die Idee der Hybridisierung verfolgt. In diesem Zusammenhang wird ein Teil der benötigten Antriebsenergie durch Kraftmaschinen zu Verfügung gestellt, die nicht auf der Verbrennung von Kraftstoffen basieren. Dem Getriebe als Bindeglied kommt dabei die Aufgabe zu, durch bestmögliche Bereitstellung der Übersetzung die Bemühungen zu unterstützen und die Summierung der Leistungsflüsse zu bewerkstelligen. Um negative Einflüsse seitens des Fahrers zu minimieren wird die Automatisierung des Getriebes forciert. Für Motorräder sind jedoch die Themen Fahrdynamik und Fahrerlebnis von großer Wichtigkeit, weshalb eine alleinige Konzentration auf Maßnahmen zur Verbrauchsreduktion und den entstehenden Emissionen nicht möglich ist.

Begegnet wird diesen Herausforderungen durch Erstellung von Fahrzeugmodellen zur Simulation des Kraftstoffverbrauches und der Abgasemissionen in Abhängigkeit des verwendeten Getriebe- Konzeptes. Die Grundlagen der Simulation bilden die für die Homologation der Fahrzeuge relevanten Fahrprofile. Wichtiger Bestandteil der Untersuchungen ist der Abgleich von Simulationsergebnissen, mit jenen im Betrieb realer Fahrzeuge am Prüfstand.

Im Rahmen der Simulationen konnten für die jeweiligen Getriebe- Konzepte Lösungen gefunden werden, die eine Verbesserung der Abgasemissionen und des Kraftstoffverbrauches erwarten lassen, ohne dabei den für Motorräder wichtigen Aspekt der Fahrdynamik zu vernachlässigen. Ferner ist ein Teil der Arbeit der Erstellung von Hybridmodellen gewidmet. Die Simulation hybrider Antriebskonzepten im Fahrbetrieb von Motorrädern bedarf jedoch weiterer Verbesserungen.

## Abstract

In recent years vehicles powered via internal combustion engines are facing increasing pressure to reduce fuel consumption and exhaust gas emissions during operation. In the upcoming future this commonly known topic is about to spread from multi-lane vehicles, for the transport of goods as well as passenger vehicles, to single-lane vehicles. Therefore it is necessary to take up the challenge for the development of motorbikes from the beginning. With the turn of the year 2016 to 2017 the legislation concerning exhaust emission of motorbikes was tightened and additional regulations for the upcoming future are in preparation.

As a linking part between the internal combustion engine and wheels, the transmission is of major significance concerning fuel efficiency. Improvements in fuel consumption being made by the internal combustion engine can, easily be compromised with inappropriate fitting of the transmission design or vice versa. For the transformation of torque and rotating speed exists a great variety of technical solutions beside the commonly used 6-speed gearbox which is manually operated. This master's thesis tries to answer the question, how the fuel consumption and exhaust gas emissions are influenced by the used transmission concept. For a detailed analysis the transmission types were split up in two groups. For gearings with non-variable transmission ratios the analysis concerned the number of gears, their gear ratio and how an automatization influences the fuel consumption. Second group of interest related to the variable transmission concepts. Here the transmission-ratio spread as well as the question of automatization was of interest.

One of the most publicly transported ideas from automobile industry to face the problems is the development of hybrid vehicles. These systems use at least two ways to provide the necessary driving power. In case of a hybrid drivetrain the demand on the transmission is to find the best fitting gear to support the whole system in the goal of minimum fuel consumption. Furthermore an automated transmission should aim to compensate negative influences throughout a wrong selection of the gear number by the driver. In comparison with passenger vehicles, the rider of motorbikes has greater demands on vehicle dynamic and driving experience. Therefore the sole optimization of fuel consumption and minimizing of exhaust emissions would not satisfy the rider and mean a massive cut in today's form of riding a motorbike.

The challenge through the setting of task could be solved with the set-up of motorbike models for a simulation of exhaust gas emissions and fuel consumption depending on the used transmission type. These simulation are based on transient driving profiles used in today's homologation tests. Furthermore it is important to compare the results of the simulation with those of the operation of real vehicles on the test bench.

Final results of these simulations yield in a best fitting solution for every calculated transmission type. These solutions let expect to minimize fuel consumption and emissions while providing appropriate vehicle dynamics. Another part of the master's thesis is dedicated to hybrid motorbike models. The models itself and the results of the simulation need some further improvements till the outcome gives a satisfying solution. The needs of improvement is attributable to a small amount of input data for the traction battery as well as electric aggregates for the use in a motorbike environment.

# Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis .....	I
Gliederung des Anhanges .....	V
Formelzeichen .....	VI
Indizes .....	VIII
Abkürzungen .....	IX
1 Einleitung.....	18
2 Theoretische Grundlagen zur Fahrdynamik von Motorrädern und Fahrzeuggetrieben.....	19
2.1 Fahrdynamik von Motorrädern.....	20
2.1.1 Geometrie des Fahrwerksaufbaus .....	21
2.1.2 Dynamische Radlastschwankungen .....	22
2.1.3 Fahrwiderstände (Naunheimer, et al., 2007), (Stoffregen, 2012) .....	24
2.2 Getriebe – Bindeglied zwischen VK-Motor und Fahrzeug .....	28
2.2.1 Zugkraftdiagramm (Aufgaben von Getrieben in Fahrzeugen) (Kirchner, 2007) .....	28
2.2.2 Verbrauchskennfeld .....	29
2.3 Begriffe der Getriebeentwicklung – mechanische Kenngrößen .....	31
2.3.1 Vorzeichenkonvention .....	31
2.3.2 Übersetzung .....	32
2.3.3 Spreizung.....	33
2.3.4 Stufensprung, Progression und deren Auslegungskriterien, vgl. (Fischer, et al., 2012) .....	33
2.3.5 Schlupf (Steinhilper †, et al., 2012) .....	34
2.3.6 Definition des Automatisierungsgrades.....	34
2.4 Getriebekonzepte.....	35
2.4.1 Manuelle 6-Gang- Schaltgetriebe – 6MT .....	36
2.4.2 (Halb-)automatisierte Schaltgetriebe – AMT .....	38
2.4.3 Doppelkupplungsgetriebe – DCT.....	38
2.4.4 Stufenautomat – AT .....	41
2.4.5 Stufenlosgetriebe – VT .....	44
2.4.6 Gruppenschaltgetriebe – MGT.....	53
2.5 Planetenradsätze und Getriebe .....	56
2.5.1 Allg. Beziehungen des Planetengetriebes .....	57
3 Theoretische Grundlagen zur Hybridisierung von Fahrzeugen.....	60
3.1 Klassifizierung von Hybrid- Antrieben.....	60
3.1.1 Serieller Hybrid.....	61

3.1.2	Paralleler Hybrid.....	62
3.1.3	Kombinierter Hybrid.....	62
3.1.4	Leistungsverzweigter Hybrid.....	63
3.1.5	Compound Split.....	64
3.2	Grad der Elektrifizierung .....	66
3.2.1	Start/Stopp System und Mikrohybrid .....	66
3.2.2	Mildhybrid.....	67
3.2.3	Vollhybrid .....	67
3.2.4	Plug- In- Hybrid – PHEV .....	68
3.2.5	Elektrofahrzeug mit Range Extender – REEV .....	68
3.3	Rekuperieren von Bremsenergie.....	69
3.3.1	Limitierung des Rekuperationspotentials .....	69
3.3.2	Auswirkungen auf Bremsverhalten und Charakteristik .....	70
4	Fragestellungen bei der Anwendung von PKW-Konzepten auf Motorräder .....	71
4.1	Herausforderungen bei Rekuperation .....	71
4.2	Hydraulik .....	74
4.3	Wählhebel .....	75
4.3.1	Ist-Stand der Fahrzeugsteuerung .....	75
4.3.2	Wählhebelanwendung am Motorrad .....	75
4.4	Parksperre .....	76
4.5	Bordnetz für FZG mit hybridisierten Antriebssträngen.....	76
5	Modelle und Simulation von Getriebekonzepten .....	79
5.1	Fahrzeugmodelle.....	79
5.1.1	Basismodell für #MT.....	80
5.1.2	Modelle mit Getriebekomponenten für #MT .....	81
5.1.3	Modelle zur Schaltstrategie- Ermittlung .....	84
5.1.4	Modelle für #AT.....	86
5.1.5	Basismodelle für CVT.....	87
5.2	Beurteilung der Fahrzeuglängsdynamik und Abgasemissionen .....	89
5.2.1	Modellaufbau zur Beurteilung der Fahrzeuglängsdynamik .....	89
5.2.2	Beurteilungskriterien .....	91
5.2.3	Gewichtung der Beurteilungskriterien.....	92
5.3	Definition der VKM.....	95
5.3.1	Rohdaten aus AVL Concerto.....	95
5.3.2	Extra- und Interpolation in MATLAB® .....	96

5.3.3	Motor- Kennfelder .....	97
5.3.4	Kennfeld des Luftverhältnis $\lambda$ .....	100
5.3.5	Luftmassenstrom- Kennfeld .....	101
5.3.6	Emissions- Kennfelder .....	101
5.3.7	Motorsteuerung - Schubabschaltung.....	102
5.4	Simulation von Verlusten .....	104
5.5	Übersetzungskennfeld CVT .....	105
5.5.1	Randbedingungen der Kennfelderstellung .....	105
5.5.2	Manuelle Kennfelderstellung in Matlab.....	108
6	Berechnung und Analyse von Getriebekonzepten.....	112
6.1	Validierung des Serien- Fahrzeugmodells .....	112
6.1.1	Messergebnis Homologationsmessung .....	112
6.1.2	Ergebnisse der Simulation.....	114
6.1.3	Sensitivitätsanalyse .....	119
6.2	6XT – Änderung mechanischer Kenngrößen.....	120
6.2.1	Analyse der Gangnutzungs- und Wechselcharakteristik des WMTC .....	120
6.2.2	Erhöhung der Spreizung .....	122
6.3	Schaltstrategieermittlung – 6XT .....	125
6.3.1	Simulationsparameter.....	125
6.3.2	Sensitivitätsanalyse des Schaltstrategie- Modells .....	126
6.3.3	Erklärung zur Zuordnung der Schaltstrategien .....	128
6.3.4	Schaltstrategieermittlung am Seriengetriebe.....	128
6.3.5	Schaltstrategieermittlung für neue Übersetzungsvarianten .....	132
6.3.6	Schaltstrategieermittlung Sonderfall WMTC .....	136
6.4	Schaltstrategieermittlung – 7XT .....	142
6.4.1	Sensitivitätsanalyse .....	142
6.4.2	Schaltstrategieermittlung für neue Übersetzungsvarianten .....	142
6.5	Schaltstrategieermittlung – 8XT .....	146
6.5.1	Schaltstrategieermittlung für neue Übersetzungsvarianten .....	146
6.6	Schaltstrategieermittlung – 5XT ... Verringerung der Anzahl an Fahrstufen .....	150
6.7	Zusammenfassung der Schaltstrategieermittlungen .....	154
6.7.1	Simulationsprotokolle 7XT- Strategie- Nr. 927 .....	155
6.7.2	Zusammenfassung der Schaltstrategien .....	157
6.8	Simulationsergebnisse mit CVT .....	162
6.8.1	Lineares CVT- Kennfeld .....	162

6.8.2	„Gestuftes“ CVT- Kennfeld .....	165
6.8.3	Geglättetes CVT- Kennfeld .....	169
6.8.4	Zusammenfassung der CVT- Simulationen .....	174
7	Modell und Simulation von Hybridkonzepten.....	177
7.1	Fahrzeugmodell.....	178
7.2	Definition des elektrischen Antriebsstranges .....	184
7.2.1	Definition der E-Motoren und der Traktionsbatterie .....	184
7.2.2	Steuerung des Startergenerators.....	186
7.2.3	Steuerung der elektrischen Leistung des Hybridantriebs .....	188
7.2.4	Steuerung des Hybridantriebes.....	189
7.3	Beurteilung der Fahrzeuglängsdynamik und Abgasemissionen .....	190
8	Berechnung und Analyse von Hybridkonzepten.....	191
8.1	Einschränkungen der Simulation .....	191
8.2	Fehler der Simulation .....	193
8.2.1	Ansteuerung des VKM- Status.....	193
8.2.2	Verhalten der Kupplung .....	196
8.2.3	Fehlermeldung und Abbruch der Simulation.....	197
9	Package- Analyse am Motorrad.....	198
10	Fazit.....	199
10.1	Zusammenfassung.....	199
10.2	Ausblick .....	200
	Abbildungsverzeichnis .....	202
	Tabellenverzeichnis .....	208
	Formelverzeichnis.....	210
	Literaturverzeichnis.....	211
	Glossar .....	215

## **Gliederung des Anhanges**

- Anhang A Anhang zu den theoretischen Grundlagen; Definitionen, Herleitungen, Kenngrößen am Verbrennungskraftmotor
- Anhang B Berechnung; GT SUITE Modelle, GT SUITE Vorlagen, MATLAB-Programmierungen
- Anhang C Eingangsdaten für die Simulation; Fahrzyklen, Variationen der Simulations-Parameter
- Anhang D Beschreibung der Simulationsprotokolle, Inhaltverzeichnis des digitalen Anhanges der Simulationsergebnisse
- Anhang E Fahrzeugdaten der KTM 1290 SUPER DUKE GT

## Formelzeichen

$x, s$	$m$	Weg, Fahrzeug- Längskoordinate nach vorne positiv
$\dot{x}, v$	$m/s$	1. Ableitung des Weges nach der Zeit, Geschwindigkeit
$\ddot{x}, a$	$m/s^2$	2. Ableitung des Weges nach der Zeit, Beschleunigung
$\alpha_s$	$^\circ$	Steigungswinkel der Fahrbahn
$k$	#	fortlaufende Nummer, z.B. zur Nummerierung der Getriebestufen
$k + k_r$	#	Anzahl an Vor- und Rückwärtsfahrstufen
$F$	$N$	Kraft; mit Index verwendet
$M$	$Nm, Nmm$	Drehmoment; mit Index verwendet
$P$	$W, kW, (PS)$	Leistung
$n_{idle}$	$1/min$	Leerlaufdrehzahl
$n_{rat}$	$1/min$	Motordrehzahl im Nennleistungspunkt
$n_{esl}$	$1/min$	Drehzahl bei Erreichen des Drehzahlbegrenzers
$m_{viro}$	$kg$	Fahrzeugmasse in Norm- Betriebsbereitschaft
$m_{Fzg}$	$kg$	Fahrzeugmasse
$\lambda_{m,\theta}$	–	Drehmassenzuschlagfaktor
$\varepsilon_{el}$	–	Leistungsverhältnis von Verbrennungskraftmotor zu Elektromotor bei Hybridantrieben
$a$	$mm$	Achsabstand
$b$	$mm$	tragende Breite für Zähne, WNV, ...
$c$	$mm$	Kopfspiel
$d_{\#}$	$mm$	Teilkreisdurchmesser
$d_{a\#}$	$mm$	Kopfkreisdurchmesser
$d_{f\#}$	$mm$	Fußkreisdurchmesser
$d_{b\#}$	$mm$	Grundkreisdurchmesser
$d_{w\#}$	$mm$	Betriebswälzkreisdurchmesser
$m$	–	Modul
$\lambda_{k,k+1}$	–	Zahnbreitenverhältnis
$i$	–	Übersetzung; Übersetzungsverhältnis
$i_0$	–	Standübersetzung von Planetengetrieben
$\varphi_G$	–	Spreizung oder Verstellbereich
$\varphi_{k,k+1}$	–	Stufensprung
$\psi_{k,k+2}$	–	Progressionsfaktor

$\varepsilon$	—	Verdichtungsverhältnis
$p_j ; BMEP$	$N/m^2, bar$	Mitteldruck, je nach Index; effektiver Mitteldruck
$V_h$	$cm^3, dm^3$	Hubvolumen
$V_c$	$cm^3, dm^3$	Kompressionsvolumen
$\lambda$	—	Luftverhältnis
$L_{st}$	$kg\ Luft / kg\ BrSt$	stöchiometrischer Luftbedarf
$m_L, \dot{m}_L$	$kg, kg/h$	Masse der Luft; Luftmassenstrom
$b_h ; \dot{m}_B$	$g/h, kg/h$	stündlicher Kraftstoffverbrauch; Kraftstoffmassenstrom
$b_e ; BSFC$	$g/kWh$	spez. Kraftstoffverbrauch

## Indizes

<i>A</i>	longitudinal auftretende Kräfte am Fahrzeug
<i>c</i>	auf das Kompressionsvolumen bezogen
<i>esl</i>	auf die Drehzahlbegrenzung bezogen
<i>e</i>	effektiv, synonym zu eff. , {siehe Glossar}
<i>f</i>	front
<i>Fzg</i>	das Gesamtfahrzeug betreffend, auf Gesamtfahrzeug bezogen
<i>h</i>	auf den Hubraum bezogen oder stündlich
<i>i</i>	indiziert, {siehe Glossar}
<i>idle</i>	Leerlauf
<i>j</i>	Index
<i>k</i>	fortlaufende Nummer, 1,2,3, ... z.B. zur Nummerierung der Getriebestufen
$k + k_r$	Anzahl an Vor- und Rückwärtsfahrstufen
<i>L</i>	lateral auftretende Kräfte am Fahrzeug
$m / \theta$	translatorisch/ rotatorisch
<i>prim</i>	den Primärtrieb betreffend; Übersetzung zwischen Kurbelwelle und Kupplungskorb
<i>prim_k_sek</i>	Antriebsstrang; in Verbindung mit Übersetzungen, Gesamtübersetzung des Antriebsstranges im <i>k</i> -ten Gang
<i>r</i>	rear
<i>rat</i>	rated, den Nennbetriebspunkt betreffend, im Nennbetriebspunkt
<i>sek</i>	den Sekundärtrieb betreffend; Übersetzung zwischen Getriebeabtriebswelle und der Antriebswelle des Hinterrades
<i>viro</i>	auf die Norm- Betriebsbereitschaft bezogen
<i>Z</i>	Kraft in Richtung der z- Koordinate, bspw. Radaufstandskraft

## Abkürzungen

2T	two stroke	2- Takt
4T	four stroke	4- Takt
ABS	<b>anti- lock braking system</b>	<b>Anti- Blockier- System</b>
AC	<b>alternating current</b>	Wechselstrom
AT	<b>Automatic Transmission</b>	Automatikgetriebe
AMT	<b>Automated Manual Transmission</b>	automatisiertes Schaltgetriebe
BEV	<b>Battery Electric Vehicle</b>	batteriebetriebenes Elektrofahrzeug
BMEP	<b>Brake Mean Effective Pressure</b>	effektiver Mitteldruck <sup>1</sup>
BSFC	<b>Brake Specific Fuel Consumption</b>	spez. Kraftstoffverbrauch
BrSt	fuel	<b>Brennstoff</b>
CaNr	<b>Case Number</b>	Nummer der Einzelfallbetrachtung in GT SUITE
CFD	<b>Computational Fluid Dynamics</b>	numerische Strömungsmechanik
COG	<b>centre of gravity</b>	Schwerpunkt
const.	constant	nicht veränderlich, konstant; synonym verwendet mit konst.
CVT	<b>Continuously Variable Transmission</b>	stufenloses Getriebe begrenzter Spreizung
CVTbd	<b>Continuously Variable Transmission – belt driven</b>	Umschlingungsmittelgetriebe
DC	<b>direct current</b>	Gleichstrom
DCT	<b>Double Clutch Transmission</b>	Doppel- Kupplungs- Getriebe
dyn.	<b>dynamic</b>	<b>dynamisch</b>
ECU	<b>Engine Control Unit</b>	Motorsteuergerät
eff.	<b>effective</b>	<b>effektiv</b> ; {siehe Glossar}
esl	<b>engine speed limiter</b>	Motordrehzahlbegrenzer
elektr.	electrical	elektrisch
ETT	<b>Extroid Transmission</b>	Halb- Toroid- Getriebe
E&V	emission and fuel consumption criterion	Wertungskriterium <b>Emissionen</b> und <b>Verbrauch</b>
FLD	vehicle's longitudinal dynamic criterion	Wertungskriterium <b>Fahrzeuglängsdynamik</b>
FMEP	<b>Friction Mean Effective Pressure</b>	Reibmitteldruck
FTP-75	<b>Federal Test Procedure cycle</b>	Fahrzyklus der US Environmental Protection Agency
FTT	<b>Fully Toroidal Transmission</b>	<b>Voll- Toroid- Getriebe</b>
FZG, Fzg	vehicle	<b>Fahrzeug</b>
Hpt	main	<b>Haupt-</b>

---

<sup>1</sup> siehe Anhang A

ICE	internal <b>combustion engine</b>	Verbrennungskraftmaschine od. Verbrennungskraftmotor; siehe auch VKM
IVT	<b>I</b> nfinately <b>V</b> ariable <b>T</b> ransmission	stufenloses Getriebe unbegrenzter Spreizung
ISG	<b>I</b> ntegrated <b>S</b> tarter <b>G</b> enerator	<b>I</b> ntegrierter <b>S</b> tarter- <b>G</b> enerator
konv.	conventional	<b>k</b> onventionell
KrSt	fuel	<b>K</b> raftstoff
KW	crankshaft	<b>K</b> urbelwelle
KTM_CC	<b>K</b> TM <b>C</b> ity <b>C</b> ycle	KTM interner Stadtzyklus <sup>2</sup>
KTM_RC	<b>K</b> TM <b>R</b> ural <b>C</b> ycle	KTM interner Zyklus für Überlandfahrten <sup>3</sup>
li	left	<b>l</b> inks
MT	<b>M</b> anual <b>T</b> ransmission	konventionelles Schaltgetriebe
MGT	<b>M</b> ulti- <b>G</b> roup <b>T</b> ransmission	Mehr- Gruppenschaltgetriebe
MSC	<b>M</b> otorcycle <b>S</b> tability <b>C</b> ontrol	Motorrad Stabilitäts Kontrolle (ugs. Kurven-ABS)
NA	naturally aspirated	frei ansaugend, in Verbindung mit Verbrennungskraftmotoren
NEDC	<b>N</b> ew <b>E</b> uropean <b>D</b> riving <b>C</b> ycle <sup>4</sup>	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NHV	<b>N</b> oise <b>V</b> ibration <b>H</b> arshness	Geräusch Vibration Rauheit <sup>5</sup>
NKW	commercial vehicle (vehicle class M <sub>2</sub> , M <sub>3</sub> , N#)	<b>N</b> utz <b>k</b> raft <b>w</b> agen (Fahrzeugklasse M <sub>2</sub> , M <sub>3</sub> , N#)
NW	camshaft	<b>N</b> ockenwelle
OT	top dead center	<b>o</b> berer <b>T</b> otpunkt
PHEV	<b>P</b> lug- <b>I</b> n <b>H</b> ybrid <b>E</b> lectric <b>V</b> ehicle	Plug- In Hybridfahrzeug
PKW	passenger car (vehicle class M <sub>1</sub> )	<b>P</b> ersonen <b>k</b> raft <b>w</b> agen (Fahrzeugklasse <sup>6</sup> M <sub>1</sub> )
re	right	<b>r</b> echts
REEV	<b>R</b> ange <b>E</b> xtended <b>E</b> lectric <b>V</b> ehicle	Elektrofahrzeug mit Range Extender
rpm	revolutions <b>p</b> er <b>m</b> inute	Umdrehungen pro Minute
RWDR	radial shaft seal	<b>R</b> adial <b>w</b> ellend <b>i</b> chtring
SHF	<b>s</b> haft	Wellen- Template in GT SUITE
SOC	<b>s</b> tate <b>o</b> f <b>c</b> harge	Ladezustand der Traktionsbatterie
stat.	<b>s</b> tatic	<b>s</b> tatisch
SubAss	<b>S</b> ub <b>a</b> ssembly	Teilmodell in GT SUITE
SWa	shift drum	<b>S</b> chalt <b>w</b> alze
TC	turbo <b>c</b> harged	Turboaufladung, in Verbindung mit Verbrennungskraftmotoren
TCU	<b>T</b> ransmission <b>C</b> ontrol <b>U</b> nit	Getriebesteuergerät
UC#G	<b>U</b> nit <b>C</b> ontrolled <b>k</b> <b>G</b> ear	Per Steuergerät generierte k Gänge; nur als Zusatz
UT	Lower/bottom dead center	<b>u</b> nterer <b>T</b> otpunkt

---

<sup>2</sup> siehe Anhang B

<sup>3</sup> siehe Anhang B

<sup>4</sup> Regulation No. 101 (United Nations Economic Commission for Europe, 2013)

<sup>5</sup> Entwicklungsbereich der FZG- Technik; Analyse des Schwingungsverhalten und der Geräuschentwicklung

<sup>6</sup> Richtlinie 2007/46/EG (Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften, 2007)

VKM	internal combustion engine		<b>Verbrennungskraftmaschine od. Verbrennungskraftmotor</b>
VZ	gearing		<b>Verzahnung</b>
WLTP	<b>Worldwide harmonized vehicles Test Procedure</b> <sup>7</sup>	Light	weltweit harmonisierter Prüfzyklus für Personenkraftwagen und leichte Nutzfahrzeuge
WMTC	<b>World harmonized Motorcycle Test Cycle</b> <sup>8</sup>		weltweit einheitlicher Prüfzyklus für Krafträder
wot	<b>wide open throttle</b>		voll geöffnete Drosselklappe, Volllast
ZR	gear wheel		<b>Zahnrad</b>
Spt	<b>Split- Gear</b>		<b>Split- Getriebe</b>
Rng	<b>Range- Gear</b>		<b>Range - Getriebe</b>

Eine Ziffer vor den Abkürzungen AT, AMT, DCT, MT weist auf die Stufenanzahl  $k$  Vorwärtsgängen hin.

<sup>7</sup> Global technical regulation No. 15 (United Nations Economic Commission for Europe, 2004)

<sup>8</sup> Global technical regulation No. 2 (United Nations Economic Commission for Europe, 2004)

## 1 Einleitung

In den letzten Jahrzehnten stieg die Minimierung des Kraftstoffverbrauches zu einem wesentlichen Entwicklungsziel sämtlicher Motorenhersteller weltweit auf. Da das moderne Motorrad in Europa mehrheitlich in der Freizeit der Nutzer verwendet wird, wurde dem Kraftstoffverbrauch bisher eher beschränkte Aufmerksamkeit zu teil. Die KTM AG will sich aber einer zukunftsweisenden Entwicklung von Motorrädern keinesfalls verschließen. Aus diesem und aus dem Grund steigender Anforderungen an die Reduktion des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes mit kommenden Abgasnormen sollen die Potentiale von alternativen Getriebekonzepten für den Motorradbau analysiert werden. In einschlägiger Literatur (Fischer, et al., 2012), (Liebl, et al., 2014) wird auf die getriebeseitigen Opportunitäten wie verbesserte Ausnützung von Leistungspotentialen der VKM durch Getriebe, Lastpunktanhebung und sich ergebende Zielkonflikte von Effizienz und Fahrspaß eingegangen, um nur einige Beispiele anzuführen. Beim nahen Verwandten der Motorradindustrie, der Autoindustrie, ist ein seit Jahren steigender Trend der Verkaufszahlen von Fahrzeugen mit automatisierten Getrieben (AT, AMT, CVT, IVT, DCT) in weltweit – Amerika und Asien, steigend von höherem Niveau – erkennbar (Fischer, 2016). Die bereits angesprochenen Möglichkeiten gehen unter anderem vielfach mit einer feineren Abstufung, bei zunehmender Anzahl der Gangstufen einher, wenn die Entwicklung vergangener Jahre betrachtet wird. Andererseits bedeutet dies für den Fahrer eine Erhöhung des Schaltaufwandes, was vom Konsumenten vielfach als Einschränkung des Komforts empfunden wird. Betrachtet man moderne 8- bis 9- Gang Stufenautomaten so ist es sehr naheliegend, dass eine manuelle Schaltung abgelehnt wird. Umgelegt auf die Situation am Motorrad, stellt sich die Ablehnung seitens des Kunden vermutlich ähnlich dar. Aus ebendiesen Gründen ist eines der Ziele auch die Abklärung der Automatisierbarkeit. In alternativen Getriebekonzepten verbergen sich unter Umständen weitere Potentiale insbesondere hinsichtlich Kompaktheit und Bauraumausnützung denen bis heute wenig Beachtung geschenkt wurde.

Die Automobil- Branche zeigte bisher eine Vielzahl an Möglichkeiten für die Drehzahl-Drehmoment- Wandlung auf, um unter anderem die Verwirklichung eines Hybridantriebs zu ermöglichen. Im Sektor führender Motorradhersteller – aus Europa, Asien, Amerika – finden sich jedoch wenige andere Ausführungen als manuelle 6- Gang- Schaltgetriebe. Motorräder mit Hybridisierung sind am Markt spärlich gesät. Seit dem Jahr 2012 ist mit der Freeride E ein rein elektrisch betriebenes Fahrzeug der Firma KTM am Markt verfügbar. Aufgrund der bereits gewonnenen Erfahrung in Verbindung mit E-Fahrzeugen ist die Kombination mit Verbrennungskraftmaschinen im Rahmen eines größeren Motorrades naheliegend. Hier gilt es zum einen abzuklären, ob eine Hybridisierung überhaupt sinnvoll verwirklicht werden kann und zum anderen, welche technischen Möglichkeiten zur Verbindung von konventionellem und elektrischem Antrieb bestehen.

## 2 Theoretische Grundlagen zur Fahrdynamik von Motorrädern und Fahrzeuggetrieben

Alltagssituationen im Straßenverkehr zeigen die unverkennbaren Unterschiede in der Fahrdynamik ein- und mehrspuriger Fahrzeuge. Dem Ausblick auf die später diskutierte Hybridisierung des Fahrzeuges ist es geschuldet, dass an dieser Stelle einige fahrdynamische Grundlagen von Motorrädern erörtert werden müssen, da diese wesentliche Effekte auf die Anwendung und die Funktionen eines Hybridantriebs haben. Hinsichtlich der Betrachtungen der Fahrdynamik soll der Schwerpunkt auf der längsdynamischen Charakteristik von Motorrädern liegen. Die Besonderheiten des einspurigen Fahrzeuges mit der Stabilisierung des Motorrades in aufrechter Position durch die Kreiselkräfte sowie die Querdynamik, sollen hier aufgrund des Umfangs und der bedingten Relevanz für die Fragestellung der Masterarbeit nicht behandelt werden. Schwingungstechnische Besonderheiten sowie Instabilitäten im Fahrverhalten sollen ebenfalls nicht angeführt werden, es wird auf einschlägige Literatur zur Fahrdynamik von Motorrädern (Stoffregen, 2012) und der Kreiselmechanik verwiesen.

Als ersten Punkt, betreffend die Fahrzeuggetriebe, gilt es den Begriff Getriebe zu definieren.

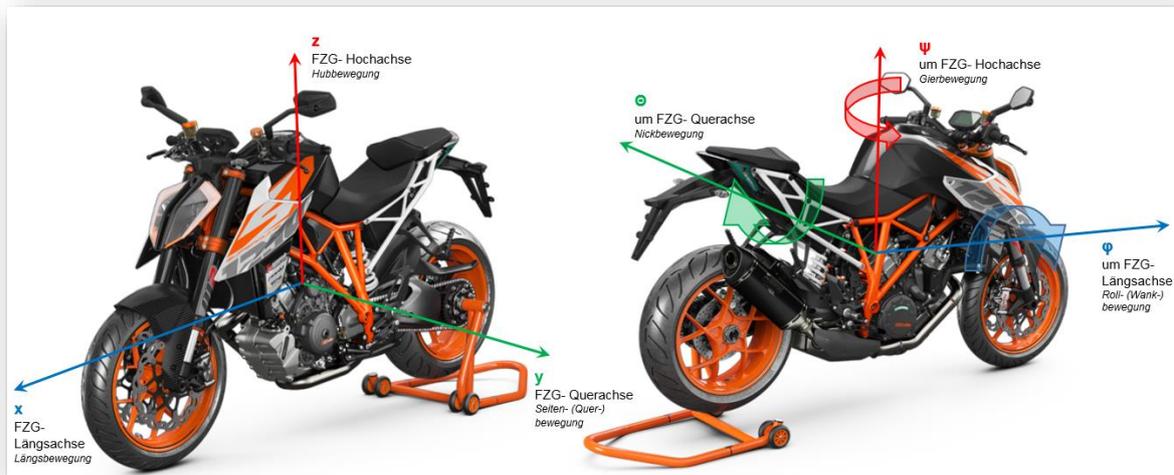
*Getriebe sind Einrichtungen zum Umformen oder Übertragen von Bewegungen, und in diesem Zusammenhang auch Energien. Ein Getriebe besteht wenigstens aus drei Glieder; eines davon muß als Gestell festgelegt sein. (VDI-Richtlinie 2127:1993-02)*

Diese Begriffsbestimmung umfasst jedoch ungleichmäßig übersetzende Getriebe ebenso, wie Hebelsysteme, dreidimensionale Getriebe, u.v.a.m. Daher bezieht sich der Begriff *Getriebe* in dieser Masterarbeit im Weiteren auf Zahnrad-, Reibrad- und Zugmittelgetriebe. Kurvengetriebe, wie sie beispielsweise an den Nocken zur Ventilbetätigung oder der Schaltwalze zur Anwendung kommen, werden gesondert angesprochen.

Rein serielle Hybridsysteme – siehe 3.1.1 – formen die zunächst mech. Antriebsenergie in eine andere Energieform um und später wiederum in mechanische zurück. Im Laufe dieser Energieumwandlungen lässt sich die Funktionalität eines Getriebes verwirklichen. Um eine klare begriffliche Trennung zu gewährleisten, sollen diese weiterhin als serielle Hybridsysteme angesprochen werden. Ein Getriebe über den Weg der mehrfachen Energieumwandlung ließe auch ein System mit einem Fluid, bestehend aus Verdichter und Turbine zu. Auf Systeme dieser Art wird aber in Rahmen dieser Masterarbeit der Begriff *Getriebe* nicht angewendet, da bspw. hydrodynamische Wandler in PKW und NKW eher die Funktion einer Kupplung erfüllen, als zur Drehmoment- Drehzahlwandlung genutzt werden.

## 2.1 Fahrdynamik von Motorrädern

Grundlage für die Bezeichnung der einzelnen Bewegungen des Gesamtfahrzeuges bildet die Norm (DIN ISO 8855:2013-11).



**Abbildung 2-1; Fahrzeugkoordinatensystem nach DIN ISO 8855 an einer KTM 1290 SUPER DUKE R, Bild des Fahrzeuges (KTM AG, 2017)**

Im Weiteren seien kurz die translatorischen und rotatorischen Bewegungen am Motorrad aufgeführt. Beispielhaft sind dazu Fahrsituationen in denen die Bewegungen ausgeführt werden, angemerkt.

translatorische Bewegungen

- x-Achse, Bewegung in Fahrtrichtung
- y- Achse, Bewegungen seitwärts zur Fahrtrichtung
- z- Achse, Bewegungen in vertikaler Richtung durch Federung des Chassis

rotatorische Bewegungen

- um x-Achse, Wankbewegung in Schräglage bei Kurvenfahrt wird die Achse durch die gedachte Verbindung der beiden Radaufstandspunkte gebildet.
- um y- Achse, Nickbewegung bei Änderungen der Fahrzeuggeschwindigkeit
- um z- Achse, Gierbewegung bei Kurvenfahrt

Die Firma KTM AG verwendet im Bereich Forschung und Entwicklung mehrere Koordinatensysteme am Fahrzeug. Für die CAD- Konstruktion der Motorräder wird bis heute ein historisch gewachsenes Koordinatensystem angewandt. Bei diesem kommt die x- Achse koaxial mit der Kurbelwelle und die z- Achse mit der positiven Fahrtrichtung zu liegen. Demgemäß bildet die y- Achse die Hochachse des Fahrzeuges, um ein rechtsweisendes Koordinatensystem zu erhalten. Dies ist bei der Verwendung von CAD basierten Daten in Simulationsprogrammen zu beachten.

### 2.1.1 Geometrie des Fahrwerksaufbaus

Abbildung 2-2 zeigt eine stark vereinfachte Skizze eines Motorrades mit den Hauptbaugruppen und Abmessungen. Wie ersichtlich, bildet sich durch die Schrägstellung der Gabel im Steuerkopf ein Nachlauf des Vorderrades aus. In Verbindung mit dem Radstand sind dies maßgebliche Einflussgrößen auf die Fahrstabilität. Kurz zusammengefasst kann gesagt werden, dass Fahrzeuge mit höherem Radstand und größerem Nachlauf spurstabiler sind. Durch höhere Amplituden in der Nickbewegung des Motorrades kommt es beim Erhöhen und Verringern der Geschwindigkeit zu gleichsinnigen Änderungen der Größen, Radstand und Nachlauf. Dies bedingt eine sich erhöhende oder verringende Spurstabilität bei Geschwindigkeitsänderungen. Die beiden Extremfälle bilden das Fahren auf dem Vorder- oder Hinterrad.

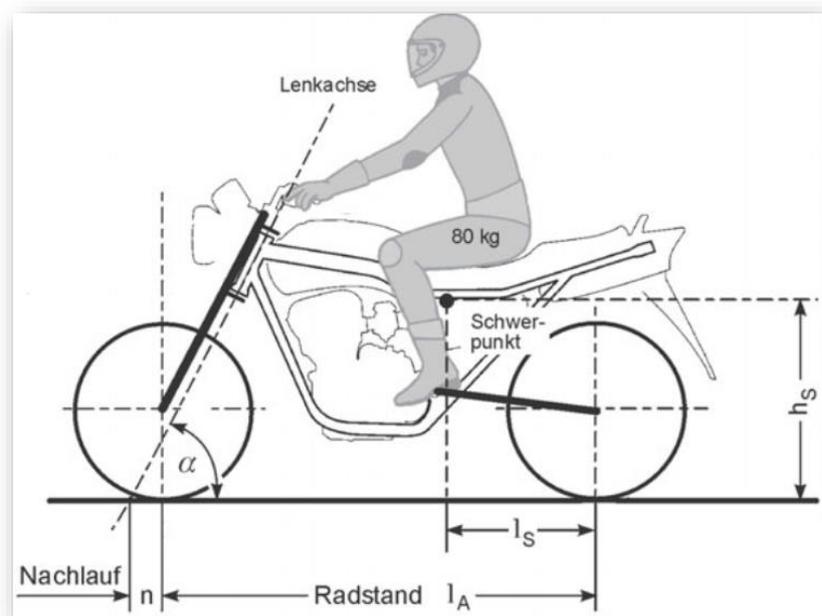


Abbildung 2-2; Geometrie und Grundabmaße am Motorradfahrwerk; (Stoffregen, 2012) S. 278

### 2.1.2 Dynamische Radlastschwankungen

Wie bereits im vorigen Abschnitt kurz angesprochen, kommt es bei der Fahrt mit einem Motorrad zu vergleichsweise großen Nickbewegungen. Diese bewirken eine starke Verlagerung der Radlasten zwischen Vorder- und Hinterrad. Zweckmäßigerweise lassen sich die Radlasten in einen statischen und einen dynamischen Anteil aufteilen, wie Abbildung 2-3 zeigt.



Abbildung 2-3; statische (rot) und dynamische (gelb) Radlasten am Motorrad, Bild KTM 1290 SUPER DUKE R (KTM AG, 2017)

Bedingt durch die auftretende Beschleunigung  $\dot{v}$  kommt es zu Bildung eines dynamischen Anteils, der von Radstand  $h$  und der Schwerpunktshöhe  $h_{COG}$  über den Radaufstandspunkten abhängt.

Wegen des geringen Gewichtes des FZGs haben Körpergewicht des Fahrers, des Sozius und von eventuell mitgeführtem Gepäck großen Einfluss auf die Radlastverteilung. So ändert der Fahrer in den meisten Fällen die Position seines Oberkörpers {siehe Glossar} in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit. Die Änderung des Tankinhaltes kann als vernachlässigbar auf die dyn. Radlastverteilung angesehen werden.

Zusätzlich bewirkt der Luftwiderstand durch die einwirkenden Kräfte ein Drehmoment um die Fahrzeug-Querachse. Als Staupunkt wird jener Punkt bezeichnet, auf den der über die gesamte projizierende Fläche ungleichmäßig auftretende Luftwiderstand, bezogen wird. Abbildung 2-5, im Abschnitt Fahrwiderstände, veranschaulicht dies. Die Einflussgrößen auf den Luftwiderstand werden dort ebenso erläutert.

Die beiden folgenden Formeln zeigen die Errechnung der dynamischen Radlastschwankung, durch Bildung des Momentengleichgewichtes um einen Radaufstandspunkt. Berücksichtigt werden Radlastschwankungen zufolge von Beschleunigungen und Luftwiderstand. In Anlehnung an (Fischer, 2016)

$$\Sigma M_{W,f} = m_{viro} \cdot \dot{v} \cdot h_{COG} + F_L \cdot h_S - \Delta F_{Z,r} \cdot l = 0$$

Formel 2-1

$$\Sigma M_{W,r} = m_{viro} \cdot \dot{v} \cdot h_{COG} + F_L \cdot h_S - \Delta F_{Z,f} \cdot l = 0$$

Formel 2-2

$$\Delta F_{Z,r} = (m_{viro} \cdot \dot{v} \cdot h_{COG} + F_L \cdot h_S) \cdot \frac{1}{l}$$

Formel 2-3

$$\Delta F_{Z,f} = (m_{viro} \cdot \dot{v} \cdot h_{COG} + F_L \cdot h_S) \cdot \frac{1}{l}$$

Formel 2-4

Siehe dazu Abbildung 2-3

Einen beispielhaften Verlauf der Radaufstandskräfte zufolge der Beschleunigung, zeigt Abbildung 2-4. Im Rahmen von CFD- Simulationen zur Beurteilung der Aerodynamik, wurde am Beispiel der KTM 1290 SUPER DUKE ein Nickmoment von  $367 \text{ Nm}$  bei  $140 \text{ km/h}$  errechnet. Der wirksame Auftrieb am Vorderrad beträgt dabei  $259,9 \text{ N}$ . Im Vergleich dazu erhöht sich das Nickmoment auf  $1167,6 \text{ Nm}$  und der Auftrieb auf  $831 \text{ N}$  bei  $250 \text{ km/h}$ . (KTM AG, 2016)

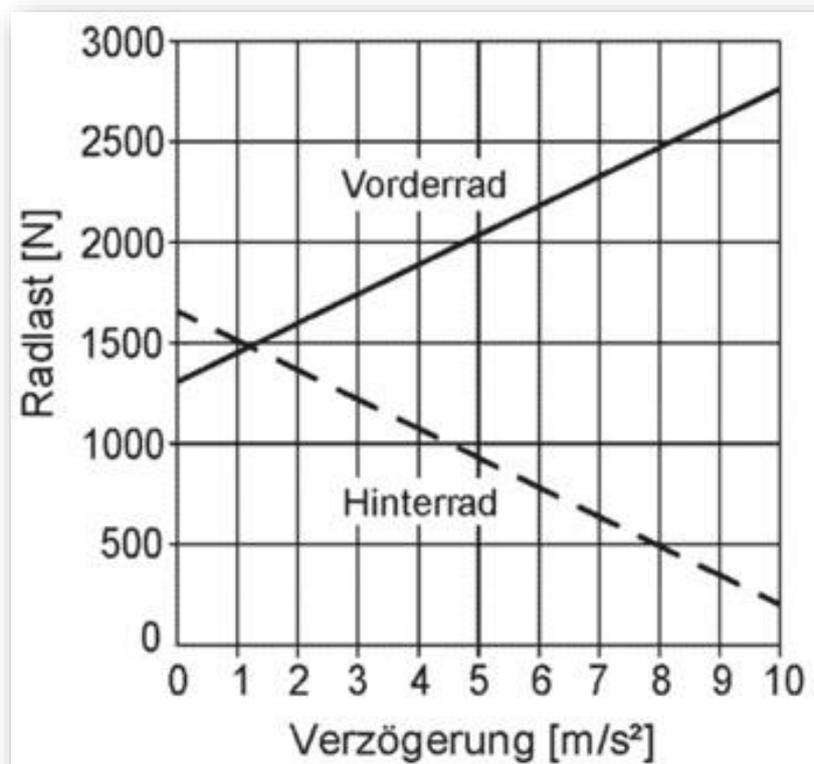


Abbildung 2-4; Radlastschwankungen über Verzögerung, in Anlehnung an; (Stoffregen, 2012) S. 380

Dies hat Auswirkungen auf die übertragbaren Kräfte im Latsch {siehe Glossar} und somit das Rekuperationspotential, das eine Maßnahme zur Energierückgewinnung aus der Bewegung darstellt. Genauer betrachtet werden die Hybridsysteme ab 3.2, wo sich eine Abbildung 3-8 zum Energiepotential befindet. In der Praxis zeigt sich, dass von der am Rad eines PKW bei Vollbremsung zur Verfügung stehenden Energie, nur ein Bruchteil in die Batterie zurückgeführt werden kann. Eine anschauliche Darstellung dieses Sachverhaltes liefert Abbildung 3-8, auf die in diesem Zusammenhang verwiesen wird. Beim Motorrad sind die auftretenden Radlastschwankungen höher als bei mehrspurigen KFZ, sodass das Potential zum Rekuperieren von Fall zu Fall stark schwankt. Die höheren Schwankungen resultieren in der hohen Lage des Schwerpunktes über der Fahrbahn und dem vergleichsweise geringeren Radstand. Der Erhaltung der Haftung der Reifen auf der Straße ist dabei oberste Priorität einzuräumen, da bei blockierenden Vorderrädern schlagartig, die vor allem am Vorderrad zur Aufrechterhaltung der Fahrstabilität, benötigten Kreiselkräfte und die Seitenführungskräfte am Reifen entfallen. Die Sturzgefahr bei blockierendem Vorderrad wird dadurch signifikant erhöht und ein Sturz ist die nahezu sichere Folge. Blockierende Hinterräder bringen zumindest Unruhe in das Fahrverhalten des Motorrades und sind bei Kurvenfahrten sicherheitsrelevant. Es ist unbedingt sicherzustellen, dass sowohl am Vorder- als auch am Hinterrad in Rekuperationsphasen kein Unterschreiten der Haftgrenze erfolgt.

Die erhöhten Anforderungen an Anti-Blockier-Systeme werden in Kapitel 4.1 besprochen.

### 2.1.3 Fahrwiderstände (Naunheimer, et al., 2007), (Stoffregen, 2012)

Die Fahrwiderstände am FGZ können in vier Einzelwiderstände aufgeteilt werden. Zu deren Bestimmung werden im Rahmen dieser Masterarbeit Vereinfachungen angenommen, die für eine prinzipielle Betrachtung des Triebstranges als ausreichend genau angenommen werden können.

Neben den von der Geschwindigkeit und der deren Änderung abhängigen, wie Luft- und Beschleunigungswiderstand, existiert der gewichtsabhängige Widerstand zur Bewältigung von Steigungen. Die Rollreibung ist entsprechend der angewandten Modellvorstellung beiden oder nur den gewichtsabhängigen Widerstände zuzurechnen. Im Rahmen der vorliegenden Masterarbeit wird auf ein einfaches Modell des Rollwiderstandes zurückgegriffen, sodass die Abhängigkeit auf den gewichtsabhängigen Aspekt reduziert wird. Im Rahmen der später durchgeführten Simulationen erweist sich diese Vereinfachung hinsichtlich der Genauigkeit als hinreichend.

### 2.1.3.1 Luftwiderstand

Am in der Luft bewegten Fahrzeug tritt ein Strömungswiderstand der umströmenden Luft auf. Dieser ist abhängig von der Differenzgeschwindigkeit zwischen Luft (Wind) und Fahrzeug, von der Fahrzeugform durch den Luftwiderstandbeiwert und der Größe der Stirnfläche. Weiteren Einfluss nimmt die aktuelle spez. Dichte der Luft. Neben der Abhängigkeit von  $c_W$  und  $A_{proj}$  von der Körpergröße des Fahrers, hängen die beiden Größen auch davon ab, ob mit oder ohne Sozius gefahren wird. Einfluss haben am Motorrad angebrachte Tankrucksäcke, Koffer, Top-Cases oder anderes Gepäck wie bspw. Rucksäcke die der Fahrer trägt. Die Sitzposition des Fahrers hat weiters Einfluss auf den Luftwiderstand. Im Stadtverkehr wird ein Fahrer üblicherweise eine entspanntere, aufrechtere Sitzposition einnehmen als bei sportlicher Landstraßenfahrt oder geduckter Haltung bei der Fahrt auf einer Rennstrecke.

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot c_W \cdot A_{proj} \cdot v^2$$

Formel 2-5

CFD- Simulationen an der KTM 1290 SUPER DUKE ergeben mit einem 50- Perzentil-Fahrer {siehe Glossar} einen Wert von  $c_W = 0,592$ , bei einer projizierenden Fläche von  $A_{proj} = 0,9 \text{ m}^2$  und einer Geschwindigkeit von  $140 \text{ km/h}$ . Als absoluter Wert tritt eine Luftwiderstandskraft von  $F_{L(140\text{km/h})} = 484,7 \text{ N}$  und  $F_{L(250\text{km/h})} = 1551,5 \text{ N}$  auf (KTM AG, 2016).

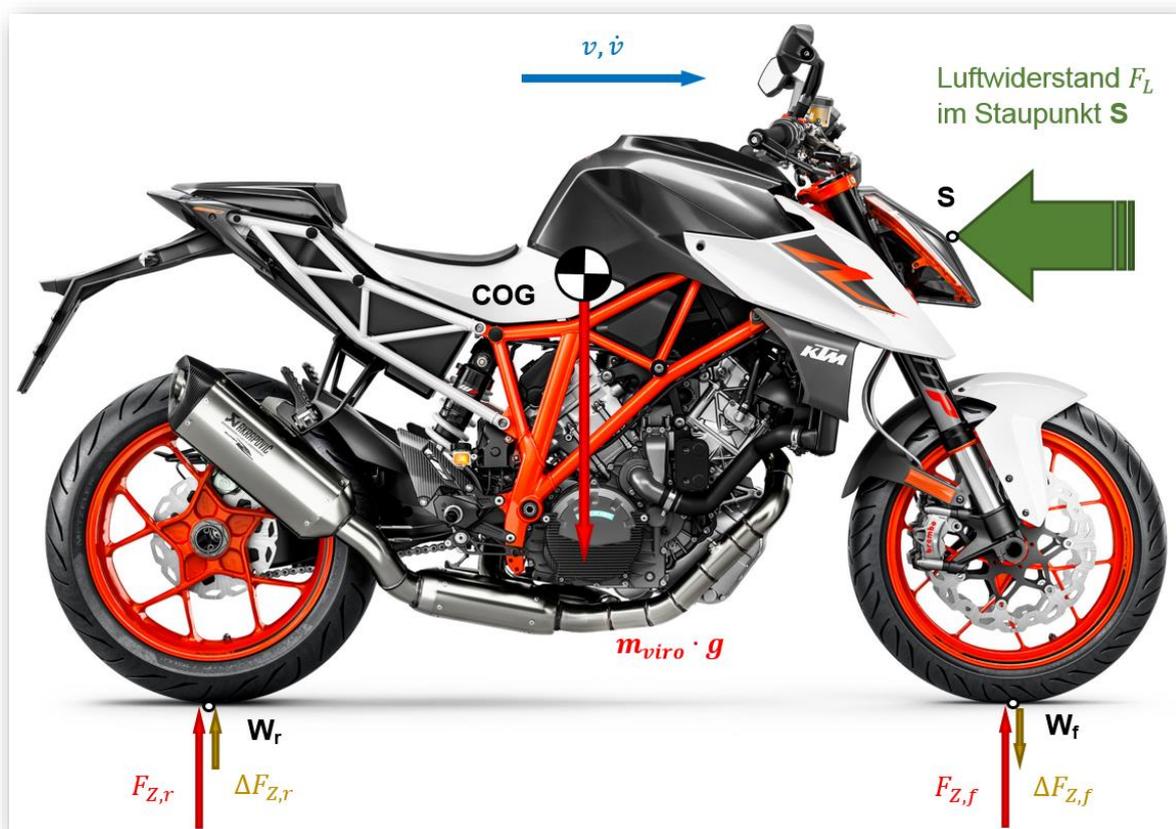


Abbildung 2-5; Luftwiderstand und Staupunkt am Fahrzeug, Bild KTM 1290 SUPER DUKE R (KTM AG, 2017)

### 2.1.3.2 Radwiderstand

Am auf der Fahrbahn rollenden Rad treten drei Einzelwiderstände, Rollwiderstand, Fahrbahnwiderstand und Schräglaufwiderstand auf. Da beim Motorrad zur Aufrechterhaltung der Fahrstabilität ein Schräglaufen der Räder nur sehr begrenzt auftritt, kann dieser Anteil vernachlässigt werden. Ebenso wird sich die Fahrbahn im Verhältnis zum Reifen bei auf Straßen betriebenen Motorrädern nur sehr gering verformen, weshalb der Fahrbahnwiderstand vernachlässigt wird. Im Offroad- Bereich kommt der Verformung der Fahrbahn jedoch wesentliche Bedeutung zu, da der Rollwiderstandsbeiwert um ein Vielfaches ansteigt.



Abbildung 2-6; Rollwiderstand und Kräfte am Vorderrad, Bild des Vorderrades (KTM AG, 2017)

Da im Latsch des Reifens keine gleichmäßige Druckverteilung (siehe Abbildung oben) herrscht, bewirkt die Radaufstandskraft ein die Radbewegung hemmendes Moment. Die ungleichmäßige Druckverteilung beruht einerseits auf den auftretenden Verformungen des Reifens (Walkwiderstand), zum anderen auf Adhäsionskräften des Gummis auf der Fahrbahnoberfläche. Der Vollständigkeit halber, wenngleich vernachlässigbar, seien Ventilationsverluste, Verluste bei der Verdrängung von Wasser und Dämpfungsverluste erwähnt. Als Maß dient der Rollwiderstandsbeiwert  $f_R$ , ein Verhältnis aus Reifenradius  $r_0$  und Exzentrizität  $e$  der Radaufstandskraft  $F_Z$ , der aus dem Momentengleichgewicht um den Drehpunkt  $C$  mit der Reibkraft  $F_R$  errechnet wird.

$$F_R = \frac{e}{r_0} \cdot F_Z = f_R \cdot F_Z \cdot$$

Formel 2-6

$$F_R = f_R \cdot m_{viro} \cdot g \cdot \cos(\alpha_S)$$

Formel 2-7

Tabelle 2-1; Auswahl Rollwiderstandsbeiwerte  $f_R$ , in Anlehnung an (Naunheimer, et al., 2007)

Fahrbahn	Rollwiderstandsbeiwert $f_R$
glatte Asphaltstraße	0,010
raue, gute Betonfahrbahn	0,014
schlechte, ausgefahrene Straße	0,035
schlechte Erdwege	0,16
loser Sand	0,150 ... 0,300

### 2.1.3.3 Steigungswiderstand

Bei der Überwindung von Steigungen tritt ein zusätzlicher Anteil des Fahrwiderstandes auf. Durch die Neigung der Fahrbahn teilt sich die Gewichtskraft des Fahrzeuges in die Fahrbahnnormalkraftkomponente und einen Anteil in Fahrtrichtung, den Steigungswiderstand auf.

$$F_S = m_{Fzg} \cdot g \cdot \sin(\alpha_S)$$

Formel 2-8

### 2.1.3.4 Beschleunigungswiderstand

Im Falle einer Beschleunigung will das Fahrzeug zunächst aufgrund seiner Trägheit in seinem Bewegungszustand verharren. Zur Änderung des Bewegungszustandes ist es nötig eine Kraft aufzuwenden, die als Beschleunigungswiderstand benannt werden kann. Der Beschleunigungswiderstand berechnet sich nach dem Grundsatz

$$F_a = m_{red,i} \cdot a$$

Formel 2-9

$m_{red,i}$  berücksichtigt neben dem translatorischen Anteil zufolge der Fahrzeugmasse, auch die rotatorischen Massenträgheitsmomente von Getriebe, Kupplung und Motor, sowie Nebenaggregaten, sofern diese eine starre Verbindung zum Antriebsstrang besitzen. Die rotatorischen Anteile des Vorderrades werden in die Berechnung mit einbezogen. Durch Verwendung des Drehmassenzuschlagfaktors  $\lambda_{m,\theta}$  lassen sich die rotatorischen Massen anteilmäßig berücksichtigen.  $\lambda_{m,\theta}$  variiert je nach eingelegtem Gang und wird mit schnellerer Übersetzung immer kleiner. Dieser Zusammenhang ist in der Herleitung im Anhang A dargestellt.

$$F_a = \lambda_{m,\theta} \cdot m_{Fzg} \cdot a$$

Formel 2-10

## 2.2 Getriebe – Bindeglied zwischen VK-Motor und Fahrzeug

### 2.2.1 Zugkraftdiagramm (Aufgaben von Getrieben in Fahrzeugen) (Kirchner, 2007)

Zugkraftdiagramme dienen der Darstellung der Zusammenhänge zwischen Zugkraft am Antriebsrad in den jeweiligen Gängen, den Fahrwiderständen und dem Leistungsvermögen des Antriebsaggregates. Grundlage bildet dabei die physikalische Größe Leistung, die sich für rotatorische und translatorische Bewegungen ausdrücken lässt.

$$P = M \cdot \omega = F \cdot v$$

Formel 2-11

Es ist somit möglich die Leistungskurve eines Antriebsaggregates, dessen Daten üblicherweise als  $M(\omega)$  vorliegen, mit den Fahrwiderständen  $F(v)$  in einer Grafik anschaulich darzustellen.

Abbildung 2-7 zeigt ein Zugkraftdiagramm der KTM 1290 SUPER DUKE GT. Hierbei wird sichtbar, warum ein Getriebe bzw. eine Drehzahl- Drehmoment- Umformung benötigt wird. Der grüne Graph zeigt die Zugkraft am Hinterrad ohne Getriebe im Triebstrang, d.h. das Rad rotiert mit Motordrehzahl. Bei Betrachtung der Abszisse lässt sich sofort erkennen, dass der Fahrbereich bei Geschwindigkeiten angesiedelt wäre, die im Betrieb auf öffentlichen Straßen irrelevant sind.

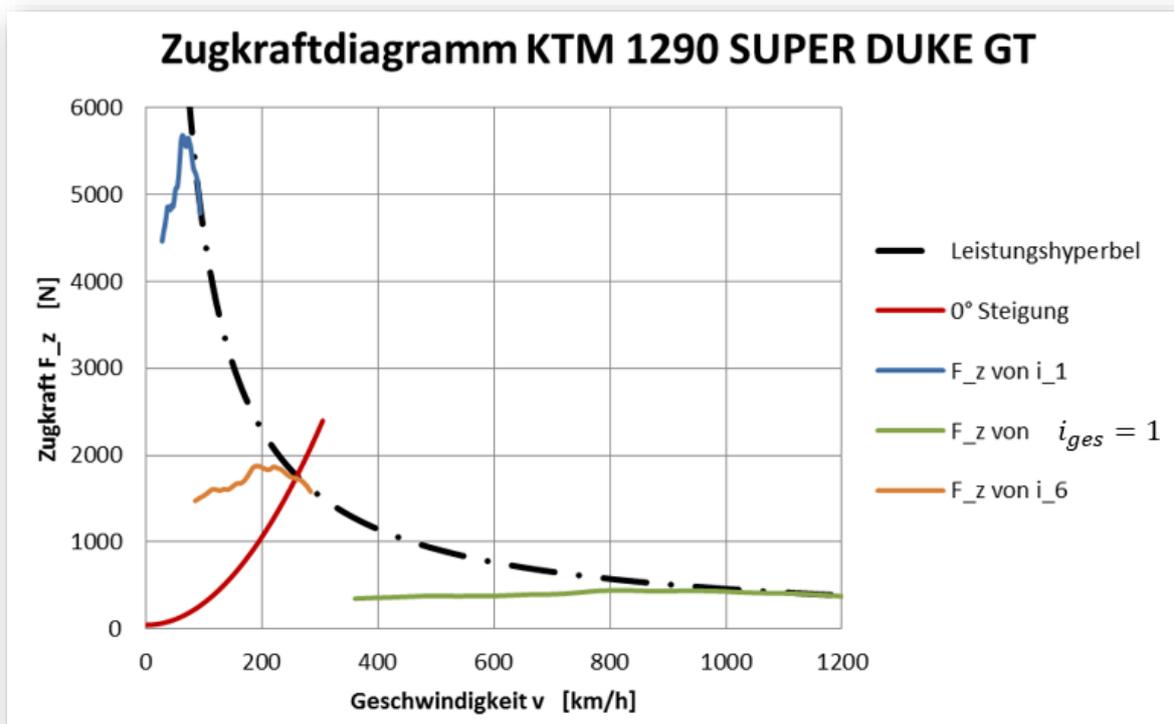


Abbildung 2-7; Zugkraftdiagramm KTM 1290 SUPER DUKE GT mit Grenzübersetzungen des Getriebes und 1:1 Durchtrieb; Daten (KTM AG, 2016)

Die rote Kurve stellt näherungsweise die Fahrwiderstände in der Ebene dar. Die Graphen in blau und grün zeigen die jeweils verfügbaren Zugkräfte am Hinterrad im ersten bzw. im sechsten Gang. Der Schnittpunkt zwischen Zugkraft in der schnellsten Fahrstufe und dem Fahrwiderstand zeigt die schnellste, erreichbare Fahrgeschwindigkeit, da kein Rest an Zugkraft mehr zur Verfügung steht um das FZG weiter zu beschleunigen. In Abbildung 2-7 kommt dieser nahe der Leistungshyperbel zu liegen. Die Notwendigkeit für eine Drehzahl- Drehmoment- Umformung zeigt sich bei Betrachtung der gelben Kurve. Sie stellt den direkten Antrieb des Rades mit Motordrehzahl dar. Es ist klar ersichtlich, dass die Zugkraft an jedem Punkt zu gering ist und somit kein Fahrbetrieb möglich wäre.

Abbildung 2-9 zeigt die Zugkräfte der verwirklichten Gänge an der KTM 1290 SUPER DUKE GT. Bei den Fahrwiderständen sind neben der Ebene, die Steigung von  $7^\circ \cong 12\%$  und  $20^\circ \cong 33\%$  (Österreichische Forschungsgesellschaft Straße Schiene Verkehr, 2011) eingezeichnet.

### 2.2.2 Verbrauchskennfeld

Die folgende Abbildung stellt das Verbrauchskennfeld eines Verbrennungsmotors dar. In Abhängigkeit der Motordrehzahl die an der Abszisse aufgetragen ist und des effektiven Mitteldruckes (siehe dazu Anhang A) an der Ordinate ist der spezifische Kraftstoffverbrauch dargestellt. Aus den zuerst beschriebenen Zugkraftdiagrammen lässt sich ein Betriebspunkt zur Erreichung einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit bestimmen. Über die im Anhang aufgeführten Formeln ist eine Umrechnung, in die im Verbrauchskennfeld aufgetragenen Größen möglich. Dies lässt die Bestimmung des Kraftstoffverbrauches zu einem festgelegten Betriebspunkt zu. Zusätzlich sind in Form strich-punktierter Linien die Linien gleicher Leistung dargestellt.

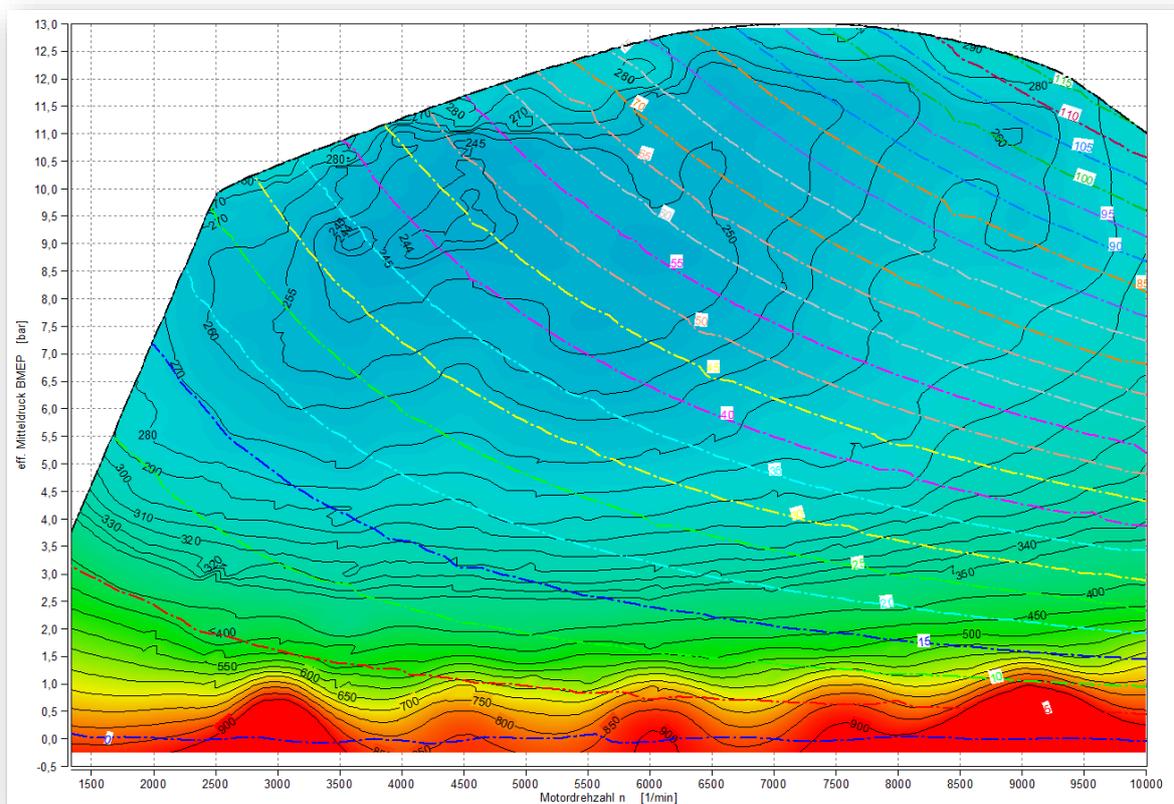


Abbildung 2-8; Verbrauchskennfeld mit spez. Kraftstoffverbrauch in [g/kWh] über Motordrehzahl und eff. Mitteldruck, Daten (KTM AG, 2016)

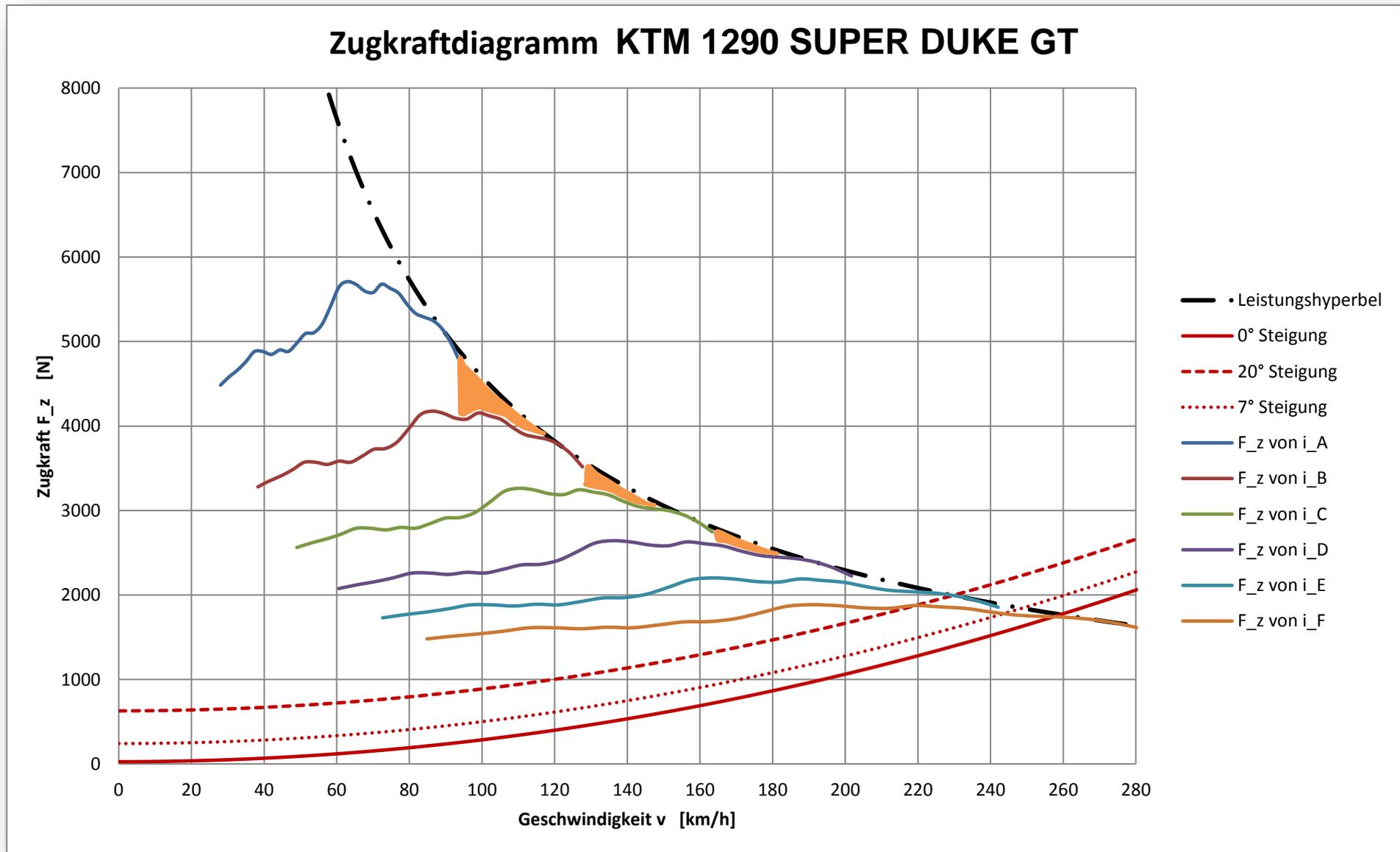


Abbildung 2-9; Zugkraftdiagramm der KTM 1290 SUPER DUKE GT mit 6MT und grob skizzierten Zugkraftlücken bis zum 4-ten Gang; Daten (KTM AG, 2016); wegen der Übersichtlichkeit sind die Zugkraftlücken der oberen Gänge nicht eingezeichnet

## 2.3 Begriffe der Getriebeentwicklung – mechanische Kenngrößen

### 2.3.1 Vorzeichenkonvention

Wie bereits erwähnt, dienen Getriebe der Umformung von Energie. Um insbesondere bei komplizierteren Getrieben den Überblick bezüglich der Drehrichtungen, des Momenten-Drehsinns und des Leistungsflusses zu erhalten, ist es erforderlich eine Vorzeichenkonvention festzulegen.

- Zugeführte Leistungen sind mit positivem, abgeführte mit negativem Vorzeichen zu versehen.
- Die in der Ingenieurwissenschaft weit verbreitete und allgemein bekannte Rechte-Hand- Regel dient als Basis für die Drehzahl und den Drehsinn des Momentes.

In Anlehnung an (Lohmann, Nachdruck 2009) wird zur Darstellung im Rahmen dieser Masterarbeit eine kleine Tabelle mit den Einträgen Drehzahl, Drehsinn des Drehmomentes und der Richtung des Leistungsflusses verwendet, der Veranschaulichung soll Abbildung 2-10 dienen.

Im oberen Teil des Bildes ist eine Abstraktion einer Ritzelwelle zu sehen. Am linken Wellenende wirkt gemäß Rechte- Hand- Regel eine positive Drehung und ein positives Moment auf das Bauteil ein. Aufgrund der Tatsache, dass erstens die Leistung an dieser Stelle in das Bauteil eintritt und andererseits die Berechnung von

$$P = M \cdot \omega$$

Formel 2-12

ein positives Vorzeichen ergibt, ist der Leistungsfluss positiv. Da ein Bauteil immer die gleiche Drehzahl und denselben Drehsinn aufweisen muss, ist am rechten Wellenende das Drehzahl- Vorzeichen ebenso positiv. Das Dritte Newton'sche Axiom verlangt zur Erhaltung des Kräfte- Gleichgewichtes ein Drehmoment negativen Drehsinns am Zahnrad. Aus der Formel 2-12 und der Tatsache, dass am Zahnrad der Leistungsfluss das Bauteil wieder verlässt, ergibt sich ein negatives Vorzeichen.

Der Teil b) von Abbildung 2-10 zeigt die Vorzeichen anhand einer einfachen Stirnradstufe, für die Wellenenden A und B sowie die beiden Zahnräder  $z_1$  und  $z_2$ . Nach der Definition benötigt (v.s.) ein Getriebe ein feststehendes Glied C, das Gehäuse.

Diese Vorzeichenkonvention ist, ohne dass der Beweis hier erbracht wird, auf Zugmitteltriebe und Planetengetriebe ebenso anwendbar.

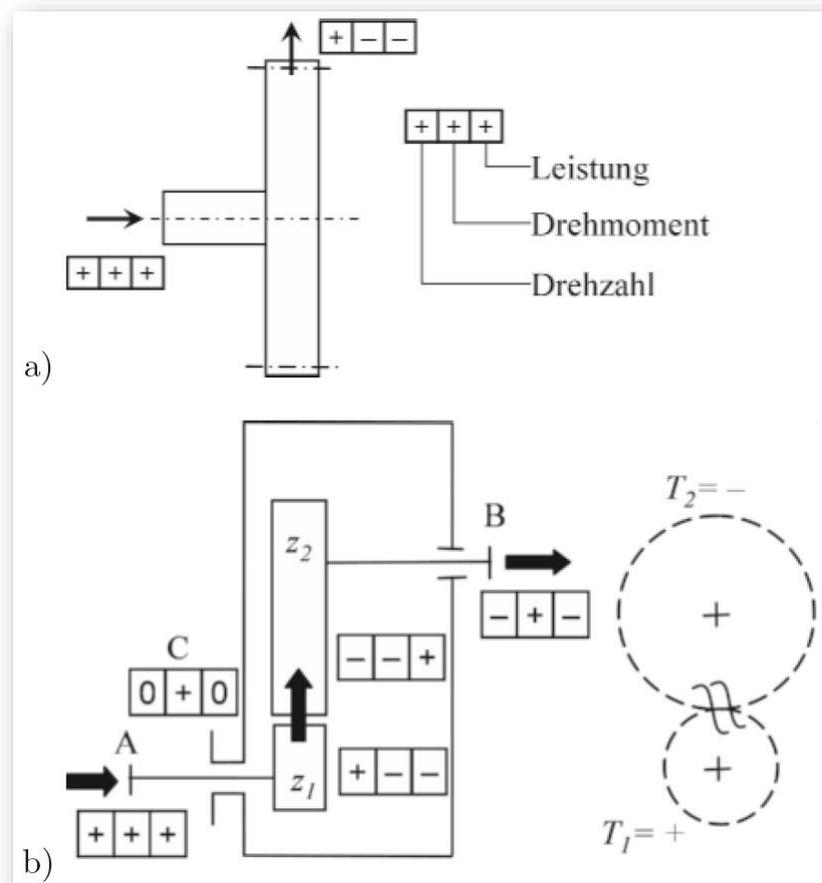


Abbildung 2-10; Vorzeichenkonvention a) an Bauteilen und b) in Getrieben; (Kirchner, 2007) S. 66

### 2.3.2 Übersetzung

Da im Motorradbau hauptsächlich Getriebe mit formschlüssigen Übertragungselementen eingesetzt werden, soll hier ausgehend von diesen, die Definition der Übersetzung erfolgen. Kraftschlüssige Getriebe werden zur allgemeinen Gültigkeit vorerst als schlupffrei (Schlupf, siehe 2.3.5) angenommen.

Die Übersetzung ist das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeit des treibenden Gliedes zu der des getriebenen Gliedes. in Anlehnung an (VDI-Richtlinie 2127:1993-02).

$$i = \frac{\omega_{an}}{\omega_{ab}}$$

Formel 2-13

Durch Umformung mit allg. bekannten physikalischen und ingenieurwissenschaftlichen Größen lässt sich das Übersetzungsverhältnis erweitern auf

$$i = \frac{n_{an}}{n_{ab}} = \mp \frac{z_{ab}}{z_{an}} = \mp \frac{M_{ab}}{M_{an}} = \frac{d_{wab}}{d_{wan}}$$

Formel 2-14

Für eine Übersetzung ins Schnellere, folgt unter Beachtung der Vorzeichenkonvention aus 2.3.1, das  $|i| < 1$  ist und für Übersetzungen ins Langsamere gilt  $|i| > 1$ .

Ein kurzer Vorgriff soll an dieser Stelle, die für Planetengetriebe elementare Größe der Standübersetzung definieren. Als Standübersetzung ist das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeit der Sonnenwelle  $S_o$  zur Zentralwelle des Hohlrades  $H$  bei stillstehendem Planetenträger (Steg) definiert. (Lohmann, Nachdruck 2009)

$$i_0 = \frac{\omega_{(1;S_o)}}{\omega_{(2;H)}} = \frac{n_{(1;S_o)}}{n_{(2;H)}} = \frac{Z_{(2;H)}}{Z_{(1;S_o)}}$$

Formel 2-15

Durch die innenliegende Verzahnung besitzt die Zähnezahzahl von Hohlrädern grundsätzlich ein negatives Vorzeichen.

### 2.3.3 Spreizung

Da Fahrzeuge über Getriebe mit mehreren Stufen verfügen, überspannen diese Getriebe einen Übersetzungsbereich, der bei formschlüssigen Getrieben Spreizung und bei reibschlüssigen Verstellbereich genannt wird.

$$\varphi_G = \frac{i_{max}}{i_{min}}$$

Formel 2-16

### 2.3.4 Stufensprung, Progression und deren Auslegungskriterien, vgl. (Fischer, et al., 2012)

Bei mehrgängigen Getrieben wird das Verhältnis der Übersetzungen zweier auf einander folgender Gängen als Stufensprung bezeichnet. Die Auslegung der Stufensprünge zueinander wiederum, ist ein Mittel zur Beschreibung der Getriebecharakteristik.

$$\varphi_{k,k+1} = \frac{i_k}{i_{k+1}}$$

Formel 2-17

Der Progressionsfaktor wiederum ist als Verhältnis zweier auf einander folgender Stufensprünge definiert.

$$\psi_{k;k+2} = \frac{\varphi_{k,k+1}}{\varphi_{k+1,k+2}}$$

Formel 2-18

Geometrische Getriebeauslegung bezeichnet eine Abstimmung der Übersetzungsverhältnisse derart, dass es zu konstanten Stufensprüngen kommt. Für den Progressionsfaktor bedeutet dies  $\psi_{k;k+2} = 1$ . Mit der Einführung des Begriffes Zugkraftlücke in Unterkapitel 2.2 zeigt sich, dass diese zwischen den Stufen gleich groß ist. Bei progressiver Auslegung hingegen wird die Zugkraftlücke bei höheren Gängen immer kleiner, wobei die Beziehung  $\psi_{k;k+2} = const.$  gilt, wie in Abbildung 2-9 zu sehen ist. Daneben existieren noch weitere Möglichkeiten zur Auslegung des Stufensprunges, für die auf einschlägige Literatur verwiesen wird.

An diese Stelle soll angemerkt werden, dass es sich bei beiden Begriffen um reine Rechengrößen handelt. Aufgrund technischer Erfordernisse wie ganzzahligen Zähnezahlen, gefordertem Achsabstand u.v.a.m. wird es nicht immer möglich sein konstante Stufensprünge oder Progressionsfaktoren einzuhalten.

### 2.3.5 Schlupf (Steinilper †, et al., 2012)

Schlupf bezeichnet die auftretende Differenz der Bahngeschwindigkeiten im Wälzpunkt zweier Bauteile, die kraftschlüssig an einer Leistungsübertragung beteiligt sind. Der Überlegung wird zu Grunde gelegt, dass bei der Übertragung von Bewegungen zwischen zwei formschlüssigen Bauteilen, keine Differenz der Bahngeschwindigkeiten auftreten kann.

$$S = \frac{\Delta n}{n_1} = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1}$$

Formel 2-19

Die verschiedenen Arten, wie bspw. Schlupf an Reibscheiben, Dehnschlupf und Bohrschlupf werden zu gegebener Zeit an späterer Stelle erläutert.

### 2.3.6 Definition des Automatisierungsgrades

Aufgrund der bisher spärlichen Verwirklichung von automatisierten Getrieben für Zweiräder, sollen die Definitionen für den Automatisierungsgrad aus dem Bereich der PKW und Nutzkraftwagen entlehnt werden. Die nötigen Bedienvorgänge für ein Getriebe werden dazu in „Anfahren“, „Kuppeln“ und „Gang wechseln“ unterschieden.

**Tabelle 2-2; Automatisierungsgrade in Fahrzeuggetrieben, in Anlehnung an (Kirchner, 2007)**

Automatisierungsgrad	Kennzeichen Anfahrvorgang	Kennzeichen Schaltkupplung	Kennzeichen Gangwahl
0	manuell betätigte Anfahrkupplung	manuell betätigtes kuppeln	manuelles betätigen des Schaltgetriebes
1	manuell betätigte Anfahrkupplung	automatisiertes kuppeln	manuelles betätigen des Schaltgetriebes
2	automatisierte Anfahrkupplung	automatisiertes kuppeln	manuelle Auslösung des Schaltvorganges
3	automatisierte Anfahrkupplung	Gangwechsel eingeleitet durch manuelles kuppeln	manuelle Gangvorwahl durch Tipptaster
4	automatisierte Anfahrkupplung	automatisiertes kuppeln	automatisierte Gangwahl

Heutige konventionelle Motorradgetriebe sind für den Betrieb im öffentlichen Straßennetz bis auf wenige Ausnahmen nicht automatisiert. Motorräder mit Zündunterbrechern (Schaltautomat, auch Quick- Shifter) würden nach dieser Klassifizierung in den Automatisierungsgrad 1 fallen, da während des Ziehens des Schalthebels kurzzeitig die Zündung unterbrochen wird, was zu einem schlagartigem Rückgang der Zugkraft im Antriebsstrang führt und somit den Gangwechsel ermöglicht. Leistungsstarke Motorroller verfügen aktuell neben dem vollkommen, automatischen Betrieb (Automatisierungsgrad 4) auch über die Möglichkeit den Schaltvorgang manuell auszulösen (Automatisierungsgrad 2). Ein kurzer Blick zu den zweispurigen FZG zeigt, dass im PKW- Bereich keine Systeme mit Automatisierungsgrad 1 und 3 zu finden sind. Bei NKW kommen alle fünf Systeme zur Anwendung.

## 2.4 Getriebekonzepte

An dieser Stelle sollen die aktuell hauptsächlich verbauten 6MT- Getriebe kurz erläutert werden. Von dieser Basis aus, werden bestehende Alternativen von Motorrad- Getrieben, die im Rennsport oder in der Serie zur Anwendung kommen, unter dem Gesichtspunkt der Automatisierung des Schaltvorganges, betrachtet. Da, wie bereits eingangs erwähnt, die Automatisierung im Automobilbereich eine größere Rolle spielt, finden sich hier interessante Getriebekonzepte die nicht außer Acht gelassen werden dürfen. Ein- und Mehrgruppen- Getriebe, wie sie bei Nutzfahrzeugen anzutreffen sind, wird ein eigener Abschnitt gewidmet, in dem die Grundzüge erörtert werden. Wegen der hohen Verbreitung von Planetenradsätzen bei Stufenautomaten und bei Mehr- Gruppengetrieben findet anschließend an das Unterkapitel Getriebekonzepte eine nähere Erläuterung von Planetenradsätzen statt.

Aufgrund der Fülle an in Verwendung befindlichen Getriebekonzepten, besonders wenn Nischenanwendungen in die Betrachtung mit aufgenommen werden, erhebt dieses Kapitel keinen Anspruch auf Vollständigkeit.

Eine umfangreiche Übersicht bieten (Kirchner, 2007), (Naunheimer, et al., 2007) und (Hilgers, 2016) im Band Getriebetechnik und Antriebsstrangauslegung. Die Adaptierung von Automobil- Getrieben für die Anwendung im Motorradbau soll in Kapitel 4 analysiert werden.

Da die in Motorrädern verbauten Getriebe nicht synchronisiert sind, dies aber auf Getriebe im PKW und teilweise NKW- Bereich zutrifft, wird die Synchronisierung im Anhang A erläutert.

### 2.4.1 Manuelle 6-Gang- Schaltgetriebe – 6MT

Im Bereich der Straßenmotorräder werden – mit Stand August 2016 – seitens der Firma KTM ausschließlich manuelle 6- Gang Getriebe zur Drehmoment- Drehzahlwandlung genutzt. Im für KTM sehr wichtigen Offroad- Markt sind zurzeit unter anderem 4- und 5- Gang Schaltgetriebe, in nicht für den Verkehr auf öffentlichen Straßen zugelassenen Motorrädern, in Verwendung.

Untenstehende Abbildung 2-11 zeigt die CAD- Darstellung von Zahnrädern und Getriebewellen eines LC8- Motors von KTM, die bei Zweizylinder 4T- Motoren als Schaltgetriebe zur Anwendung kommen. Im linken Teil der Abbildung ist das Ritzel des Sekundärantriebes (Kettentrieb) zu sehen, das mit den Abtriebszahnradern auf einer gemeinsamen Welle sitzt. Bei der Getriebeantriebswelle ist ersichtlich, dass der 1. Gang in Form einer Ritzelwelle ausgeführt ist. Die Kerbverzahnung rechts, dient der Drehmomentübertragung der Kupplung. Im rechten unteren Teil ist die Klinkenmechanik der Schaltwalze sowie die Schaltwelle zu sehen.

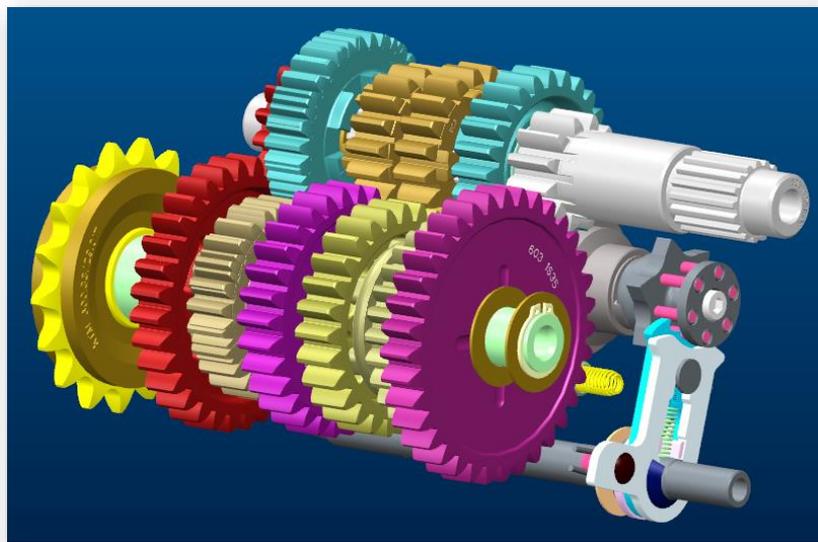


Abbildung 2-11; 6MT eines KTM LC8 Motors, Ansicht von hinten, rechts, oben (KTM AG, 2016)

Abbildung 2-12 zeigt das gleiche 6MT in einer anderen Ansicht. Diesmal ist am unteren Bildrand die Schaltwalze zu sehen, die mit den eingefrästen Nuten die Kulissenführung für die Schaltgabeln (im Vordergrund) darstellen. Die Funktionsweise der Drehmomentübertragung sei hier nur kurz erläutert, eine eingehende Erklärung findet sich in (Kirchner, 2007) und (Stoffregen, 2012). Abbildung 2-12 zeigt, dass sich das Getriebe in Neutralstellung befindet und keine Drehmomentübertragung möglich ist. Dies wird durch die Ausführung jeweils eines ZR je Stufe als Losrad erreicht. Bei näherer Betrachtung ist ersichtlich, dass es sich bei den türkisenen Zahnradern auf der Getriebeeingangswelle um Losräder handelt. Durch lineare Verschiebung des drehfest angebrachten, bronzenen<sup>9</sup> Doppel-ZR mittels der Schaltgabel, gelangen die seitlich angebrachten Klauen in Eingriff. Dies ermöglicht die An- und Abschaltung des Drehmomentenflusses über eine VZ- Stufe.

Da Motorräder i.A. keine Synchronisierung benötigen, können verschiebbare ZR als Schiebemuffen verwendet werden, was es ermöglicht eine platzsparende, leichte Konstruktion, mit wenigen Bauteilen, auszuführen.

<sup>9</sup> farbliche Ansprache, tatsächlich sind alle ZR aus Stahl gefertigt

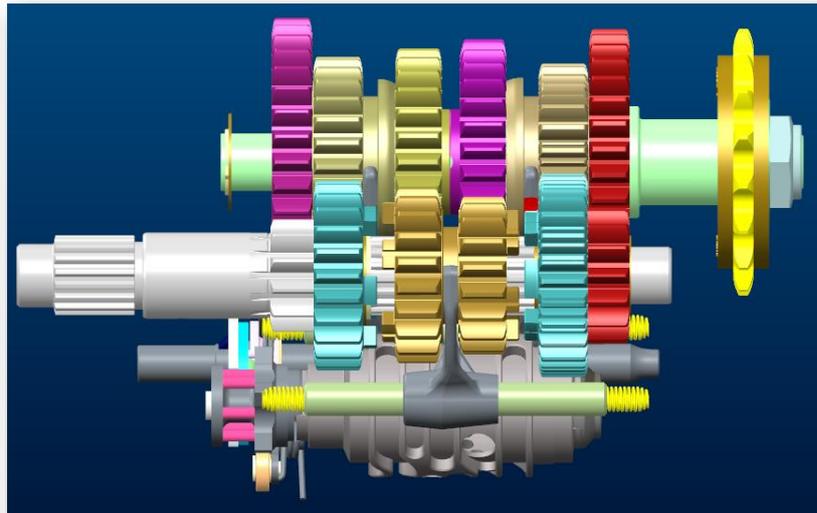


Abbildung 2-12; 6MT eines KTM LC8 Motors, Ansicht von vorne, oben (KTM AG, 2016)

Eine Sonderform des 6MT stellt die Verwendung eines Schaltassistenten/Quick- Shifters dar, der den Automatisierungsgrad 1 aufweist.

Prinzipiell ist es beim Motorrad möglich während einer – vorzugsweise stärkeren, bei höheren Drehzahlen stattfindenden – Beschleunigungsphase ohne Betätigung der Kupplung hochzuschalten. Der Vorgang kann folgendermaßen beschrieben werden. Der Fahrer belastet den Schalthebel mit seinem Fuß leicht vor und schließt anschließend kurzzeitig, aber ruckartig die Drosselklappe. In dieser kurzen Phase wird der Drehmomentfluss über die Getriebebauteile unterbrochen. Dies ermöglicht, über die Trägheiten der Bauteile, die Anpassung der Drehzahlen von ZR und Schaltmuffen, ähnlich einer Synchronisierungseinrichtung. Die Kräfte am vorbelasteten Schalthebel gewährleisten die sofortige Bewegung der Schaltwalze und somit das Einlegen eines höheren Ganges. Für den Fahrer ist beim Schaltvorgang ein Ruck des Fahrzeuges zu spüren, der sich letztendlich negativ auf die Dauerhaltbarkeit der Bauteile im Triebstrang auswirkt.

Quickshifter sind die elektronische Weiterentwicklung der oben beschriebenen Schalttechnik des Fahrers. Üblicherweise wird bei Betätigung des Schalthebels ein Schalter betätigt, der an die Motorsteuerung den Schaltwunsch des Fahrers weitergibt. Die ECU nimmt daraufhin die Zündung zurück, was ebenfalls eine Abnahme des Drehmomentenflusses bewirkt. Der Unterschied besteht im sanfteren Wiedereinsetzen der Zündung und somit einer Begrenzung der Bauteilbelastung.

Eine Weiterentwicklung des Schaltassistenten besteht darin, auch das Einlegen eines niedrigeren Ganges zu ermöglichen. Dazu ist es erforderlich neben der Zündunterbrechung, eine Funktion für Zwischengas in das Steuergerät zu integrieren.



Abbildung 2-13; Schaltautomat an einer BMW 1000 RR (Volkmar)

Durch den unveränderten mechanischen Aufbau des 6MT ändert sich weder der Wirkungsgrad des Getriebes, noch ist ein zusätzlicher Aktuator für den Gangwechsel erforderlich. Geringe Kosten, bei hoher Zuverlässigkeit des Systems bewirkten eine Verbreitung bis in den Bereich der Touren- Motorräder für die seitens mehrerer Hersteller Schaltassistenten als optionales Zubehör angeboten werden. In KTM- internen Versuchen wurden allerdings ein teilweise schwergängiges Zurückschalten und starke Lastwechselreaktionen bei Gangwechseln in Konstantfahrt festgestellt.

#### 2.4.2 (Halb-)automatisierte Schaltgetriebe – AMT

Hierbei handelt es sich um ein konventionelles MT, das über Aktuatoren für den Gangwechsel verfügt. Ausgehend von halbautomatischen Verfahren leitet der Fahrer über Betätigung eines Hebels oder Schalter den Schaltbefehl an das Steuergerät weiter. Dieses veranlasst die Öffnung der Kupplung, den Gangwechsel und das abschließende Wiedereinrücken der Kupplung. Als Aktuatoren kommen im Motorradbau hauptsächlich elektrische, eher weniger hydraulische in Frage. Ein bereits verwirklichtes Konzept bietet Yamaha mit der FJR 1300AS an, das halbautomatisch arbeitet.

Für Hersteller ist dieses System von großem Interesse, da eine Vielzahl an Gleichteilen mit MT verwendet werden kann, diese Bauteile erprobt sind und somit nur geringe Entwicklungskosten anfallen. Wirkungsgradmäßig bestehen Einbußen nur durch den Energieverbrauch der Aktuatoren während des Schaltvorganges. Lastwechsel beim Schaltvorgang lassen sich trotz adaptiertem Motormanagement nicht vermeiden, ebenso kann kein zugkraftunterbrechungsfreies Schalten ermöglicht werden.

Neben automatischem Anfahren, automatischem Rückschalten bei Verringerung der Geschwindigkeit was für Neueinsteiger interessant ist, kann dem erfahrenen Fahrer die Möglichkeit gegeben werden, die Schaltpunkte manuell zu wählen. Die Individualität besitzt im Motorradbereich einen hohen Stellenwert und hat nach herstellerübergreifender Meinung größeren Einfluss auf die Akzeptanz von AMT und AT, als im Automobilbereich.

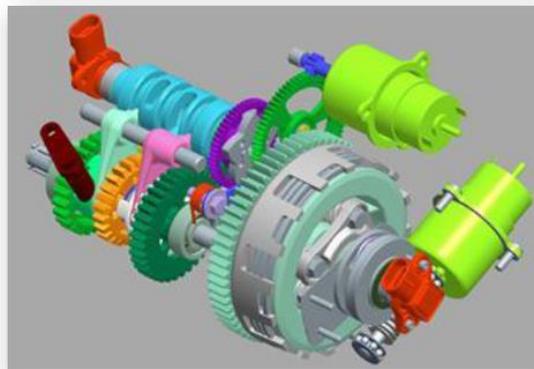


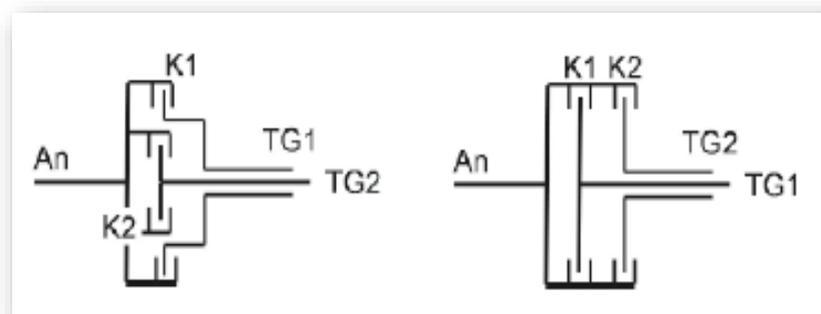
Abbildung 2-14; Konzeptdarstellung der AMT mit e- Motor zur Drehung der Schaltwalze und Ausrücken der Kupplung (Ricardo plc, 2014)

#### 2.4.3 Doppelkupplungsgetriebe – DCT

(Kirchner, 2007) und (Naunheimer, et al., 2007)

Doppelkupplungsgetriebe gestalten sich vom Aufbau als zwei separate Getriebeeinheiten. Bei einem 6DCT befinden sich die ungeraden Gänge 1,3,5 sowie die geraden Gänge 2,4,6 auf je einer Vorgelegewelle. Durch die Doppelkupplung kann der nächste Gang bereits vorgewählt werden, sollte der Fahrer oder die TCU den Schaltbefehl geben, so wird die Kupplung des nächsten Ganges eingerückt, während die andere getrennt wird. Es erfolgt ein zugkraftunterbrechungsfreier Schaltvorgang. Durch die Vorwahl des nächsten Ganges sind kurze Schaltzeiten realisierbar. Der Wechselvorgang zwischen den beiden

Kupplungen stellt dabei große Herausforderungen an die Entwicklung, ebenso das thermische Management der Doppelkupplung. Durch den relativ einfachen Aufbau ergibt sich eine Nutzung vieler Gleichteile und bewährter Technologien. Neben dem Automatisierungsgrad 4, ist die Ausbildung einer halbautomatischen Charakteristik durch die TCU ebenso möglich. Der Einsatz von Stirnrädern in Verbindung mit Lamellenkupplungen erlaubt, bei Nichtbeachtung der für den Schaltvorgang benötigten Energie, ähnliche Wirkungsgrade wie bei MT. Ein später noch kurz angeführtes Beispiel zeigt, dass die Betätigung bei Motorrädern ebenso hydraulisch ausgeführt wird. Nicht zu vernachlässigen ist in diesem Zusammenhang die Leistung von Kühlmittelpumpen für das thermische Management bei Nasskupplungen. Trockenkupplungen müssen sich die Erhöhung der Wärmekapazität durch Masse und teilw. raschere Kuppelvorgänge erkaufen. Sowohl Doppelkupplung, als auch die beiden Vorgelegewellen erhöhen den Bauraumbedarf verglichen mit MT. Durch lineare (Inline- Bauweise) oder radiale Anordnung der Doppelkupplung stehen zwei unterschiedliche Varianten zur Verfügung, dies wird in Abbildung 2-15 dargestellt.



**Abbildung 2-15; radiale und lineare Anordnung der Doppelkupplung;  
(Kirchner, 2007) S.276**

Bei der Anordnung der Radsätze existiert eine Vielfalt an Möglichkeiten. Neben der Ausführung mit Hohlwellen, wie Abbildung 2-15 zeigt, können die Getriebe in „offensichtlicher“ Drei-Wellen- Anordnung (Abbildung 2-16) oder Mehr- Wellen- Anordnung ausgeführt werden. Insbesondere bei Automobil- Antriebssträngen finden sich Mehr-Wellen- Ausführungen, die durch die Notwendigkeit eines Rückwärtsganges erforderlich sind. Für PKW ebenfalls angedacht wurde ein DCT mit überbrückbarem, hydrodynamischem Wandler zur hohen Untersetzung bei Anfahrvorgängen, um die eigentliche Doppelkupplung nur hinsichtlich des Gangwechsels dimensionieren zu müssen.

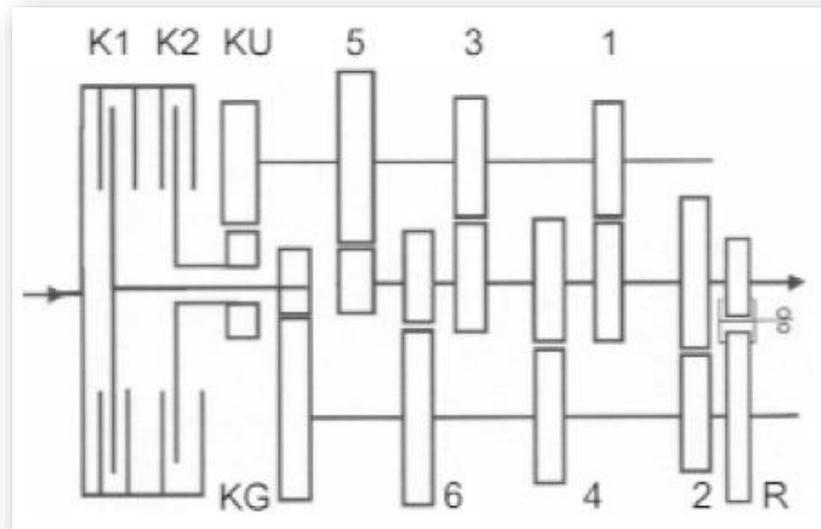


Abbildung 2-16; Inline- Doppelkupplung mit zwei Vorgelegewellen für PKW; (Kirchner, 2007) S. 278, durch die Verzahnung KU und KG ist eine koaxiale Abtriebswelle mit gleichem Drehsinn möglich

Fischer, 2014 erwähnt in seinem Buch dezidiert die Möglichkeit der Einbindung in hybride Antriebsstränge.

Einem Testbericht (Schneider) zufolge, fährt sich ein bereits 2010 verwirklichtes Konzept der Fa. Honda sehr ansprechend. Die Fahrleistungen sind einer leistungsstarken Motorisierung zu verdanken. Der Verfasser hebt hervor, dass Schaltvorgänge insgesamt sehr geschmeidig von statten gehen und beim Anbremsen bzw. Einlenken in Kurven auf nassen Fahrbahnen, ein Sicherheitsgewinn aufgrund der weichen Kuppelvorgänge, bestehen soll. Das Konzept bietet mehrere Fahrmodi zur Auswahl, eine gewisse Eingewöhnungsphase aufgrund des fehlenden Kupplungshebels ist aber gegeben. Abschließend wird noch ein Mehrgewicht von  $10 \text{ kg} \cong \sim 3,7\%$  des 6DCT gegenüber dem 6MT angeführt. Durch die Tatsache, dass sich die Produktpalette mit DCT der Fa. Honda inzwischen erweitert hat, ist anzunehmen, dass sich die Verkaufszahlen – trotz eines Mehrpreises von  $\sim 10\%$  gegenüber den 6MT – entsprechend entwickeln.

#### 2.4.4 Stufenautomat – AT

(Kirchner, 2007) und (Naunheimer, et al., 2007)

Vorweg sei erwähnt, dass eine nähere Erläuterung der verzahnungstechnischen Besonderheiten von Planetenradsätzen im anschließenden Unterkapitel 2.5 stattfindet.

Grundsätzlich lassen sich Stufenautomaten in Automatgetrieben in Vorgelegebauweise und Planetenradsatzbauweise unterteilen. Nahezu alle Konzepte im PKW- Bau verwenden hydrodynamische Wandler als Anfahrlement, denen später noch ein eigener Abschnitt gewidmet ist. Jene mit Vorgelegewelle, unterscheiden sich von MT, wie Abbildung 2-12, oftmals nur durch Lamellenkupplungen zur kraftschlüssigen Verbindung von Zahnrädern und Welle. Die Ansteuerung erfolgt automatisiert.

Überwiegende Verbreitung findet das AT mit Planetenradsätzen. Zur Schaltung der einzelnen Stufen werden hierbei Kupplungen, Bremsen und Freiläufe verwendet. In neueren Entwicklungen entfallen zunehmend Freiläufe sowie Bandbremsen aufgrund ihrer schwierigen Steuerbarkeit und werden durch Lamellenkupplungen ersetzt. Unten stehende Abbildung 2-17 zeigt ein 8- Gang Automatgetriebe im Schnitt. Zur Verwirklichung der acht Vorwärts- und des einen Rückwärtsganges sind vier Planetenradsätze mit fünf Schaltelementen (Lamellenkupplungen) verbaut. Die Ansteuerung erfolgt hydraulisch, wobei die Hydraulikelemente im unteren Teil des Kassettengehäuses verbaut sind. In Abbildung 2-18 ist eine Abstraktion des Getriebes zu sehen.

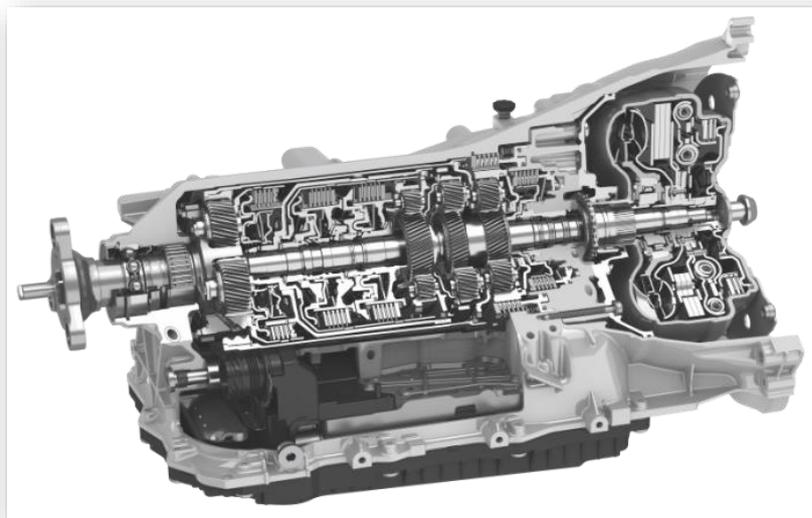


Abbildung 2-17; ZF 8- Gang Automatgetriebe der 2. Generation 8HP45 (ZF Friedrichshafen AG, 2017)

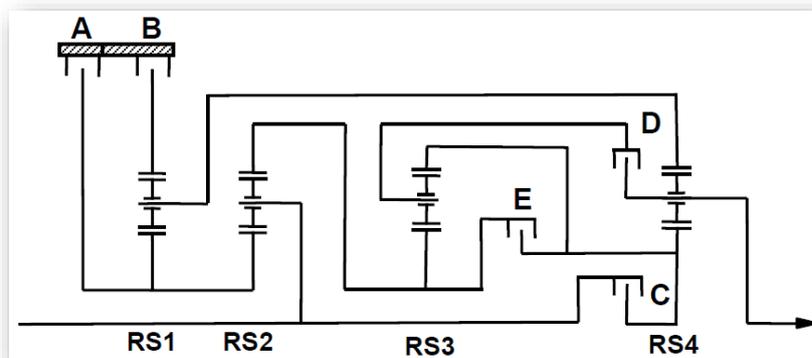


Abbildung 2-18; Abstraktion des ZF 8HP45 mit Radsätzen 1-4 und Kupplungen (ZF Friedrichshafen AG, 2016)

Tabelle 2-3; Schaltschema und Übersetzungen ZF 8HP45; Daten aus (ZF Friedrichshafen AG, 2016)

Gang $k$	Bremsen		Kupplung			Übersetzung $i_k$	Stufensprung $\varphi_{k,k+1}$
	A	B	C	D	E		
1	•	•	•			4,714	1,5
2	•	•			•	3,143	1,49
3		•	•		•	2,106	1,26
4		•		•	•	1,667	1,3
5		•	•	•		1,285	1,29
6			•	•	•	1,000	1,19
7	•		•	•		0,839	1,26
8	•			•	•	0,667	
R	•	•		•		-3,295	
Spreizung $\varphi_G = 7,071$							

Basis für einen Stufenautomaten bilden sehr oft die Räderrschemen nach Ravigneaux und Simpson. Dabei werden die Wellen zweier Planetensätze unterschiedlich mit einander verbunden, wodurch eine Anzahl an Kupplungs- und Schaltelementen eingespart werden kann. Allgemein handelt es sich dabei um gekoppelte Planetenradsätze.

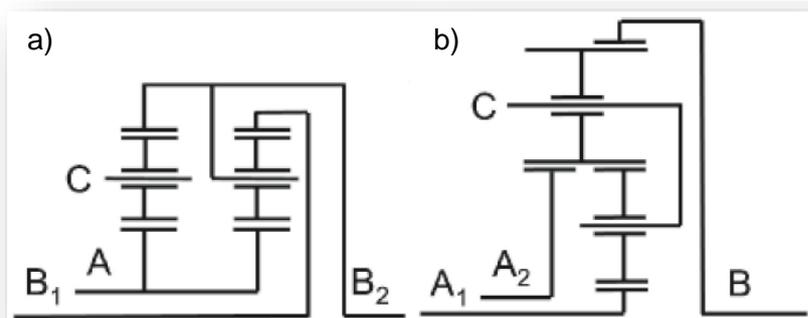


Abbildung 2-19; Räderrschemen a) Simpson- und b) Ravigneaux-Radsatz; (Kirchner, 2007) S.382

Der Simpson- Satz zeichnet sich durch die Verwendung eines Sonnenrades (oder zweier mit gleichen Abmessungen, siehe oben) sowie gleicher Planetenräder im ersten und zweiten Radsatz aus. Dies führt dazu dass, identische Hohlräder verbaut werden, was eine hohe Anzahl an Gleichteilen ergibt. Für die Realisierung von drei Vorwärts- und einem Rückwärtsgang werden je zwei Kupplungen und Bremsen benötigt.

Durch die Erweiterung um einen Planetensatz gleicher Abmessungen, lässt sich der Wilson- Radsatz realisieren, der bereits fünf Vor- und einen Rückwärtsgang zur Verfügung stellt.

Der Ravigneaux- Radsatz wird ebenso mithilfe zweier Einzelradsätze realisiert. Die Besonderheit besteht jedoch darin, dass nicht einzelne Wellen gekoppelt, sondern die einzelnen Radsätze zu einem vereint werden. Wie in Abbildung 2-19 b) zu sehen, bildet die Sonnenwelle  $A_1$  mit dem Hohlrad  $B$  einen Doppelplanetensatz. Durch Anfügen einer weiteren Sonnenwelle  $A_2$  an den äußeren Planeten, ergibt sich ein Einfachplanetensatz mit dem Hohlrad  $B$ . Verwirklichte Konzepte weisen zumindest fünf Schaltelemente (3 Kupplungen, 2 Bremsen) auf. Diese Konfiguration erlaubt vier Vor- und einen Rückwärtsgang.

Lepelletier- Planetensätze stellen hier die nächste Erweiterungsstufe dar. Sie wird durch die Anfügung eines Einfachplanetensatzes vor dem Ravigneausatz erreicht. Ohne weitere Schaltelemente lassen sich bei Festsetzung des hinzugekommenen Sonnenrades Automatgetriebe mit 6+1 Stufen erzielen. Diese Konfiguration bildet für mehrere Hersteller

die Basis für deren 6AT, wie bspw. der ZF Friedrichshafen AG. Durch Erweitern um zwei Bremsenlemente und invertieren des Ravigneauxsatzes (zwei Hohlräder, eine Sonne) verwirklichte Mercedes-Benz einen 7+2 Stufenautomaten.

Heute können AT mit 6 Stufen als Standard im Bereich der Automobile angesehen werden. In höherpreisigen Fahrzeugen werden durchwegs Automatgetriebe mit acht oder neun Stufen angeboten. Die Ford Motor Company reichte im Jahr 2015 ein Patent für ein elfstufiges Automatgetriebe auf Planetenbasis ein. Theoretisch lässt sich die Stufenanzahl immer weiter erhöhen, wodurch die einzelnen Stufen sprünge immer feiner werden. Dies führt früher oder später zur Frage nach der technischen Sinnhaftigkeit, da mit stufenlosen Getrieben der Aufwand substantziell minimiert werden kann. Ebendiese stufenlosen Getriebe werden im nächsten Abschnitt – 2.4.5 – behandelt.

Neben den mittels Planetensätzen realisierten Stufenautomaten kommen vereinzelt Vorgelegebauweisen zur Anwendung. Ein von Mercedes-Benz 1997 auf den Markt gebrachtes voll-automatisiertes Getriebe in Vorgelegebauweise ist in Abbildung 2-20 zu sehen. Der Leistungsfluss über die einzelnen Zahnräder wird mittels je einer Lamellenkupplung pro Stufe geschaltet. Neben dem hydrodynamischen Wandler ist zusätzlich eine Überbrückungskupplung verbaut, die den direkten verlustfreien Antrieb des Getriebes ermöglicht. Der Wandler wird somit nur als Anfahrlelement genutzt. Die hydrodynamischen Wandler werden unter 2.4.5.3. beschrieben.

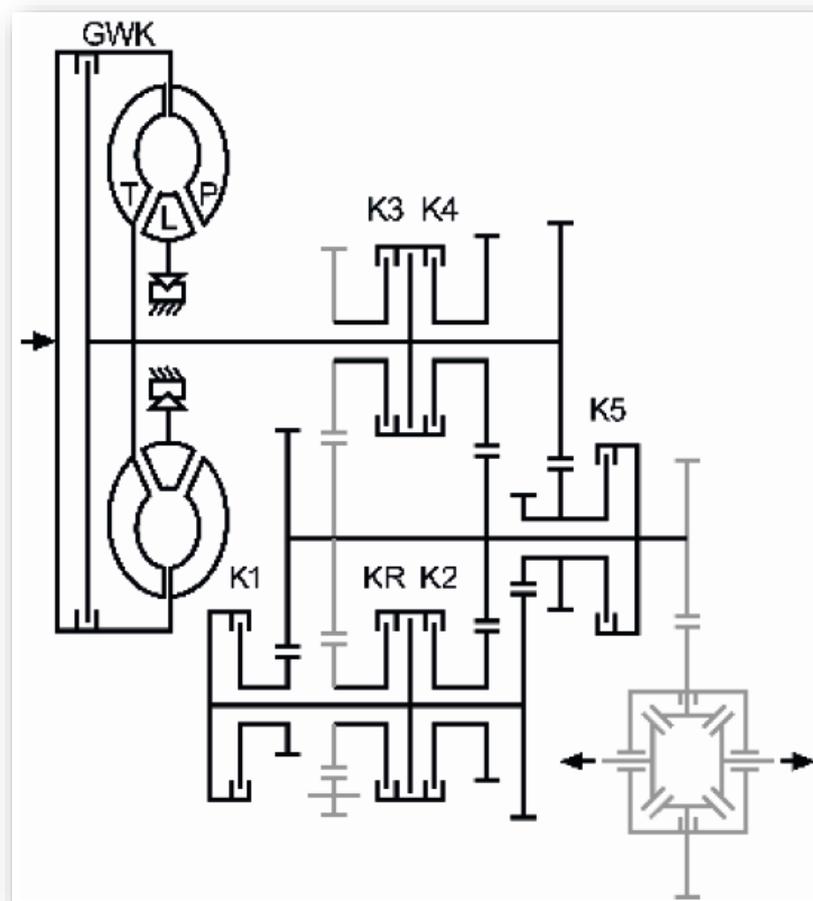


Abbildung 2-20; Mercedes-Benz W5A 180, 5AT im Vorgelegebauweise; (Nauheimer, et al., 2007) S.183

## 2.4.5 Stufenlosgetriebe – VT

(Bernhardt, et al., 1990), (Kirchner, 2007) und (Naunheimer, et al., 2007)

### 2.4.5.1 stufenlose Getriebe begrenzter Spreizung – CVT

Wie in Abschnitt 2.2 bereits ausgeführt ergeben sich bei einem gestuften Getriebe Zugkraftlücken. In 2.2.2 wurde bereits der Aspekt des Verbrauchskennfeldes des Verbrennungsmotors im Zusammenwirken mit dem Getriebe und dessen Effekte auf den Kraftstoffverbrauch beleuchtet. Ein stufenloses Getriebe ermöglicht hingegen die Anpassung des Betriebspunktes der VKM an das Verbrauchskennfeld und somit den Betrieb bei besserem BSFC über weite Bereiche. Abhängig von den Bauweisen kommt es zu unterschiedlich hohen Verlusten, die im Laufe der Entwicklung immer mehr reduziert wurden. Hier liegt das Augenmerk vor allem auf der Weiterentwicklung der Umschlingungsmittel und der Traktionsfluide, sodass heutige CVT die Wirkungsgrade von MT erreichen können, wie später noch ausgeführt wird. Abbildung 2-27 zeigt ein Zugkraftdiagramm mit Elastomer-riemengetriebenen CVT, was an einer niedriger liegenden Leistungshyperbel und veränderten Zugkraft, im Vergleich zu Abbildung 2-9, zu erkennen ist. Untersuchungen der Firma Ricardo plc. ergeben einen Wirkungsgrad von  $(50) \div 85\%$  für CVT-Getriebe mit Elastomer- Umschlingungselement (Ricardo plc, 2014) bei der Anwendung im Motorradbau.

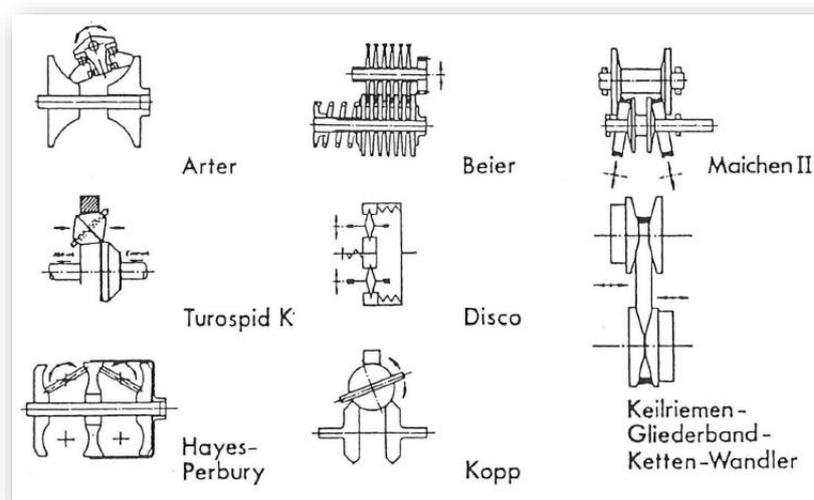


Abbildung 2-21; Prinzipbauweisen von CVT-Getrieben (Bernhardt, et al., 1990)

Stufenlose Getriebe machen sich zur Kraftübertragung Umschlingungsmittel zu Nutze oder sind als Wälzgetriebe ausgeführt. Die in obenstehender Abbildung als Hayes-Perbury- und Arter- Bauweisen bezeichneten Varianten werden im Rahmen dieser Masterarbeit Voll- und Halb- Toroidgetriebe genannt, da diese Bezeichnungen geläufiger sind. Wie ersichtlich steht eine Vielzahl an Bauformen zur Verfügung, von denen jene hier genauer beschrieben werden sollen, die eine nennenswerte Verbreitung im Fahrzeugbau gefunden haben.

Wegen der höheren Verbreitung im Zweirad- Bereich, soll zuerst das Prinzip des Umschlingungsmittel- Getriebes näher erklärt werden. Wie Abbildung 2-22 zeigt, befinden sich links und rechts des Umschlingungsmittels jeweils kegelige Reibscheiben. Diese sind in ihrem Abstand zu einander veränderlich und bewirken so unterschiedliche Umlaufdurchmesser des Riemen, was wie Formel 2-14 zeigt, veränderliche Übersetzungen zur Folge hat. Die Kraftübertragung findet reibschlüssig an den Seitenflächen des Riemen statt. Wie bei konventionellen Riemetrieben treten hier die Effekte des Dehnschlupfs {siehe Glossar} auf, was eine glatte Oberfläche der Reibscheiben benötigt um den Verschleiß gering zu halten. An die Scheiben bestehen hohe

Anforderungen hinsichtlich axialer Positionierung, zur exakten Einstellung der Übersetzung. Bei Automobilen sowie Nutzfahrzeugen werden die hohen axialen Kräfte und die Positionierung mit hydraulischen Systemen bewerkstelligt, der Anfahrvorgang über hydrodynamische Wandler ermöglicht. In Zweirädern kommen zum Anfahren Fliehkraftkupplungen zum Einsatz und die Verstellung des Riemens wird durch Gleitschuhe ermöglicht. Insbesondere bei hydraulischen Systemen muss bei einer starken Abbremsung des FZGs ein hoher Volumenstrom im Hydrauliksystem ermöglicht werden, um den Scheibenabstand in entsprechender Geschwindigkeit ändern zu können, um das Absterben der VKM zu verhindern.

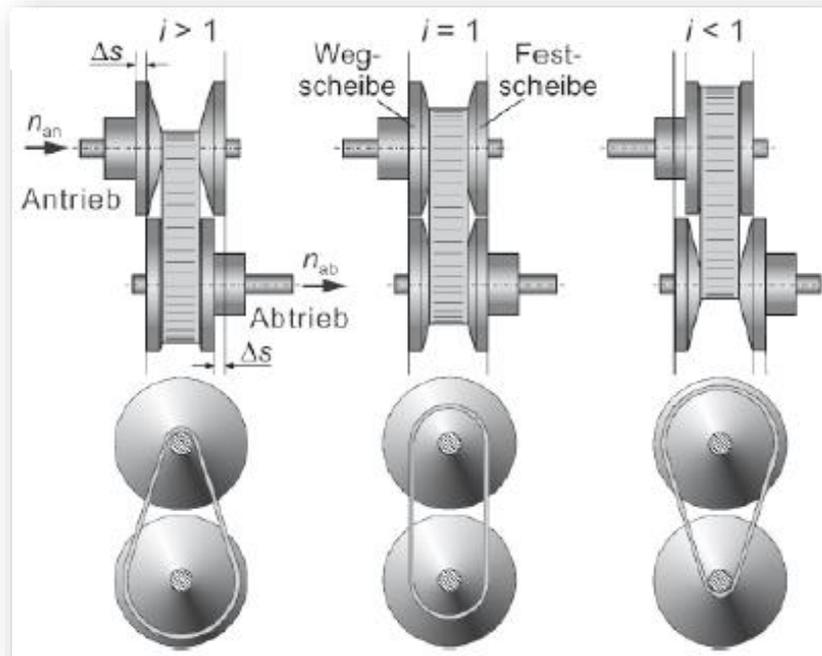


Abbildung 2-22; Umschlingungs- CVT mit unterschiedlichen Übersetzungen, in Anlehnung an; (Kirchner, 2007) S.402

Weite Verbreitung findet das Elastomer- CVTbd in bei Motorrollern. Bei schwächer motorisierten Fahrzeugen kommt eine Triebsatzschwinge {siehe Glossar} zur Anwendung. Eines der ersten Motorräder das ein CVT zur Kennungswandlung nützt, ist die Aprilia MANA 850 GT. Hierbei belässt Aprilia die klassische Anordnung von Motor, Fliehkraftkupplung und Getriebe bei und der Antrieb des Hinterrades erfolgt per abgedichteter Kette {siehe Glossar}.

Testberichte von Fachzeitschriften (Schmieder) beschreiben ein grundsätzlich komfortables Fahrverhalten mit einfacher Bedienung und der Möglichkeit zum Betrieb im Halbautomatikmodus als sequentielles {siehe Glossar} Getriebe. Durch die Antriebsstrangkonfiguration stellt sich eine rollertypische Fahrdynamik ein, der Umstieg von anderen FZG hinsichtlich der Bedienung soll sich aber einfach gestalten. Eine weitere Änderung stellt sich im NVH- Verhalten des Fahrzeuges ein. Der typische „Motorsound“ – mit den Drehzahländerungen – entfällt bei Verwendung eines stufenlosen Getriebes. Ein durchgeführter Dauertest über 50000 km Laufleistung offenbarte – bei Einhaltung der vorgeschriebenen Wartungsintervalle – eine gute Dauerhaltbarkeit und geringe Fehleranfälligkeit des Antriebes, was nicht zuletzt auf die Erfahrungen aus dem Bereich der Motorroller zurückzuführen ist. Die Riemenscheiben und Führungsschuhe (radiale Mitnahme des Riemens und somit Bestimmung der Übersetzung) wiesen aber zu Ende des Dauertestes Riefen und anderwärtige Verschleißspuren auf (Schmieder).

Die Firma FEV Europe GmbH führte umfangreiche Untersuchungen anhand dreier PKW-Dieselmotoren (1.0 TC, 1.4 TC, 1.8 NA) in Kombination mit drei verschiedenen Getriebekonzepten (6MT, 7DCT, CVTbd) durch. Im Zentrum dieser Untersuchungen standen die Auswirkungen der Getriebekonzepte auf den BSFC anhand von den Testzyklen NEDC und WLTP sowie die Überprüfung gängiger Aussagen über Umschlingungsmittelgetriebe.

Zusammenfassend kann angeführt werden, dass die geringen Verbrauchsvorteile des CVT gegenüber einem 7DCT, durch die bessere Anpassung des Betriebspunktes an das Verbrauchskennfeld, aufgrund des schlechteren mech. Wirkungsgrades wieder verloren gehen. Die Antriebsstrangkonzeppte 7DCT und CVT haben annähernd die gleichen spez. Kraftstoffverbräuche. Was bedeutet, dass bei Verwendung der neuesten Generation von Umschlingungsmitteln die Wirkungsgradnachteile nicht mehr bestehen.

Für den Kraftstoffverbrauch haben die Messungen ergeben, dass CVTbd und 7DCT am besten abschneiden, wobei sich der Abstand zum 6MT bei Zugrundelegung des WLTP verringert. Interessant ist das Ergebnis, dass Downsizing *{siehe Glossar}* nicht generelle Verbrauchsvorteile bietet, sondern diese erst bei sorgfältiger Abstimmung mit dem Getriebe und der Schaltstrategie wirksam werden. So weist der hubraumschwächste Motor extrem hohe BSFC bei hohen Leistungsanforderungen auf und bietet nur im Teil- und Niedriglastbereich Verbrauchsvorteile. (Hellenbroich, et al., 2016)

Eine Konstruktion nach dem Wälzprinzip für ein stufenloses Getriebe zeigt Abbildung 2-23, das Kegelringgetriebe.

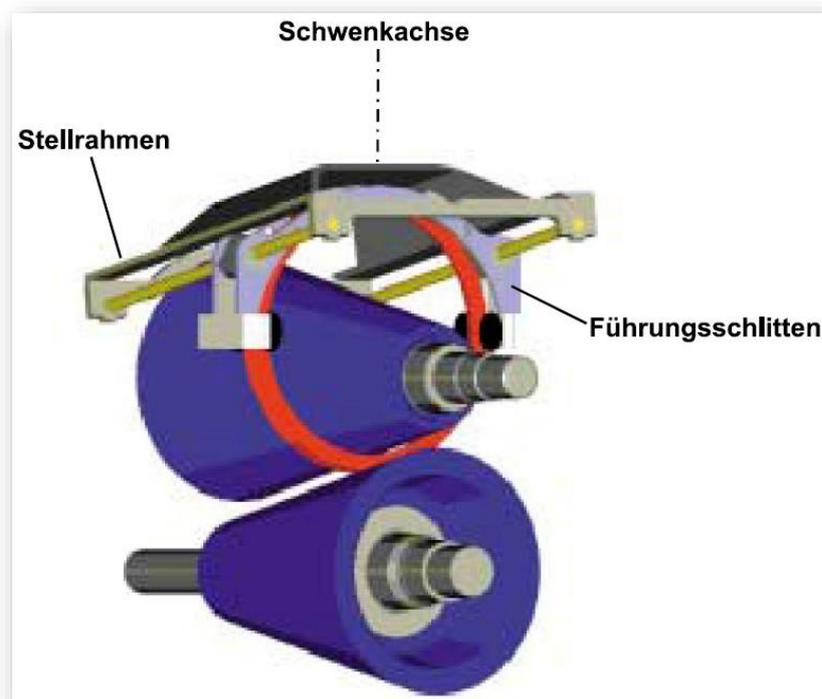


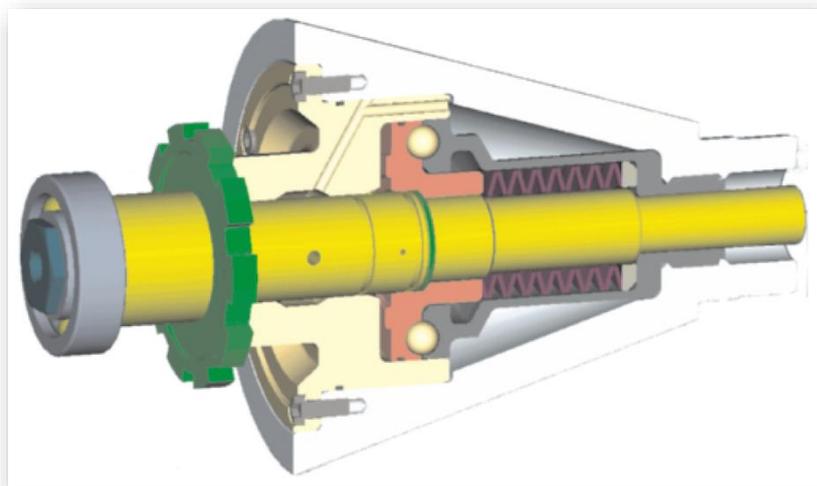
Abbildung 2-23; CAD- Darstellung eines Kegelradgetriebes (Dräger, et al., 1998)

Gemäß der Vorzeichenkonvention kommt es zur Drehrichtungsumkehr der Ein- und Ausgangswelle. Die Einstellung der Übersetzung erfolgt durch Verdrehung des Schlittens. Durch auftretende Kräfte zum Ausgleich der Verdrehung des Ringes, erfolgt die Änderung der Übersetzung sehr schnell. (Kirchner, 2007) und (Dräger, et al., 1998) beschreiben die Leistungsaufnahme zur Aktuierung als sehr gering, mit  $\sim 20$  Watt, bei einer Verstellzeit von 1,5s von einer Grenzübersetzung zur anderen. Die eigentliche Übertragung der Drehmomente basiert auf dem elasto- hydro- dynamischen Effekt, weshalb ein hochgradig

scherstables Traktionsfluid zur Anwendung kommt. Dies bedingt eine Trennung des Getriebes in einen Raum mit Traktionsfluid und einen mit zur Schmierölversorgung der Wälzlagerung.

Um die im Betrieb auftretenden Verluste und den Verschleiß sämtlicher Bauteile möglichst gering zu halten, ist es erforderlich die Anpresskraft auf die zu übertragenden Momente abzustimmen. Bohrschlupf {siehe Glossar} wird wegen der unterschiedlichen Durchmesser am Laufring nicht zu vermeiden sein. (Fischer, et al., 2012) merken an, dass zufriedenstellende Verhältnisse hinsichtlich Geräusch, nur in Verbindung mit Traktionsfluiden erreicht werden.

Abbildung 2-24 zeigt einen Schnitt durch einen getriebenen Kegel mit innen verbauter Anpressvorrichtung. Den Aufbau einer Grundvorspannung in axialer Richtung übernimmt das dargestellte Tellerfederpaket. Den Aufbau zusätzlicher Axialkräfte bei einwirkendem Drehmoment übernimmt die Kugelrampe. Durch eine hohlgebohrte Welle zur Zuleitung von Drucköl erfolgt eine teilweise Kompensation der Axialkraft, sodass exakt auf den Bedarf abgestimmt werden kann.



**Abbildung 2-24; Abtriebskegel eines Kegelringgetriebes mit Vorspannvorrichtung; (Kirchner, 2007) S.409**

Aus einer Analyse für den Automobilbereich, ergeben sich laut (Dräger, et al., 1998) sehr hohe Wirkungsgrade auch im Teillastbereich des Getriebes. Die Erwähnung eines vorgeschalteten Planetensatzes zur schaltbaren Drehzahlumkehr wurde bisher unterlassen und ermöglicht bei PKW- Anwendung die Verwirklichung eines Rückwärtsganges. Hinsichtlich Herstellkosten wird angegeben, dass diese mit AT vergleichbar sind.

Zuletzt seien hier die Toroidgetriebe kurz beschrieben. Grundsätzlich ist eine Unterscheidung in Halb- und Volltoroidgetriebe sinnvoll, da die Unterscheidung bezüglich der Ausbildung des Torus {siehe Glossar} vorgenommen wird und sich daraus die mechanischen Anforderungen und kinematischen Beziehungen innerhalb des Getriebes ableiten.

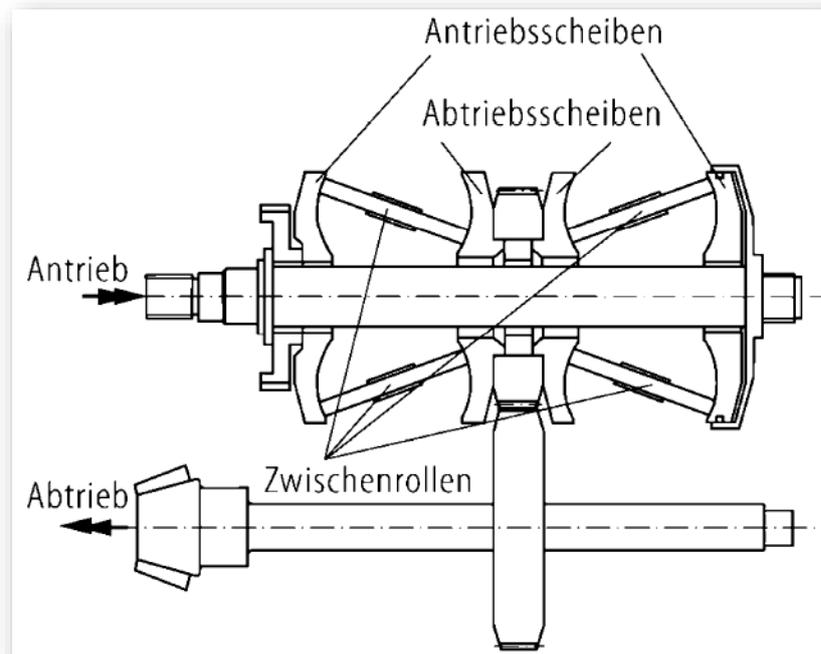


Abbildung 2-25; Prinzipskizze eines Volltoroidgetriebes; (Steinhilper †, et al., 2012) S. 653

Wie in Abbildung 2-25 zu erkennen ist, „schließt“ sich die Torusfläche an den Antriebsscheiben nach oben hin wieder, was den Unterschied zu den Halb-Toroidgetrieben (ETT) darstellt. Bei ETT endet die Torusfläche am größten Durchmesser der Erzeugenden. Die Einstellung der Übersetzung wird über Verdrehen der Zwischenrollen um ihre Hochachse erreicht. Dies bewirkt eine Änderung der Berührdurchmesser an An- und Abtriebsscheibe. Somit stellt sich nach Formel 2-14 eine Änderung des Übersetzungsverhältnisses ein. In Abbildung 2-25 ist unschwer zu erkennen, dass auf die Zwischenrollen – bedingt durch die Ausführung als Volltoroid – keine Axialkraft einwirkt. Die Verluste bezüglich Bohrschlupf geben (Steinhilper †, et al., 2012) mit  $< 3\%$  an. Der Vergleich mit ETT (siehe Abbildung 2-26) zeigt, dass dort die Zwischenrollen mit sehr stabiler Axiallagerung ausgeführt werden müssen. Die Verluste aufgrund von Bohrschlupf sind höher im Vergleich zu Volltoroidgetrieben. Gut zu erkennen ist ebenso die Kugelrampe zur Erhöhung der axialen Vorspannung des Toroidgetriebes bei einwirkendem Drehmoment.

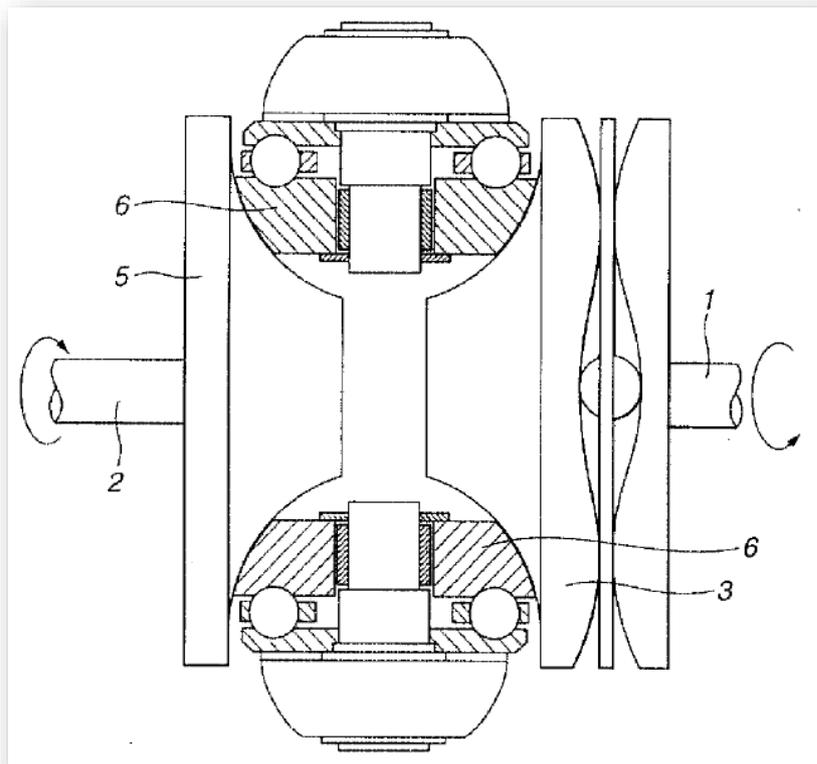


Abbildung 2-26; Halb- Toroidgetriebe (ETT) mit Kugelrampe (Ushijima, et al., 2001)

Tabelle 2-4; Bezeichnungen für Bauteile aus Abbildung 2-26

1	Antriebswelle mit Kugelrampe		
2	Abtriebswelle	5	Abtriebsscheibe
3	Antriebsscheibe mit Kugelrampe	6	Zwischenrollen

Auf der folgenden Seite – in Abbildung 2-27 – dargestelltes Zugkraftdiagramm zeigt beispielhaft, ein Getriebe mit variabler Übersetzung, die ab rund  $120 \text{ km/h}$  zu Anwendung kommt. Dies ermöglicht es mit der Zugkraft der Hyperbel der Höchstleistung ohne Lücken zu folgen. Im Geschwindigkeitsbereich darunter, wird ein gleichbleibendes Übersetzungsverhältnis verwendet. Die Zugkraft im Anfahrbereich ist nicht dargestellt.

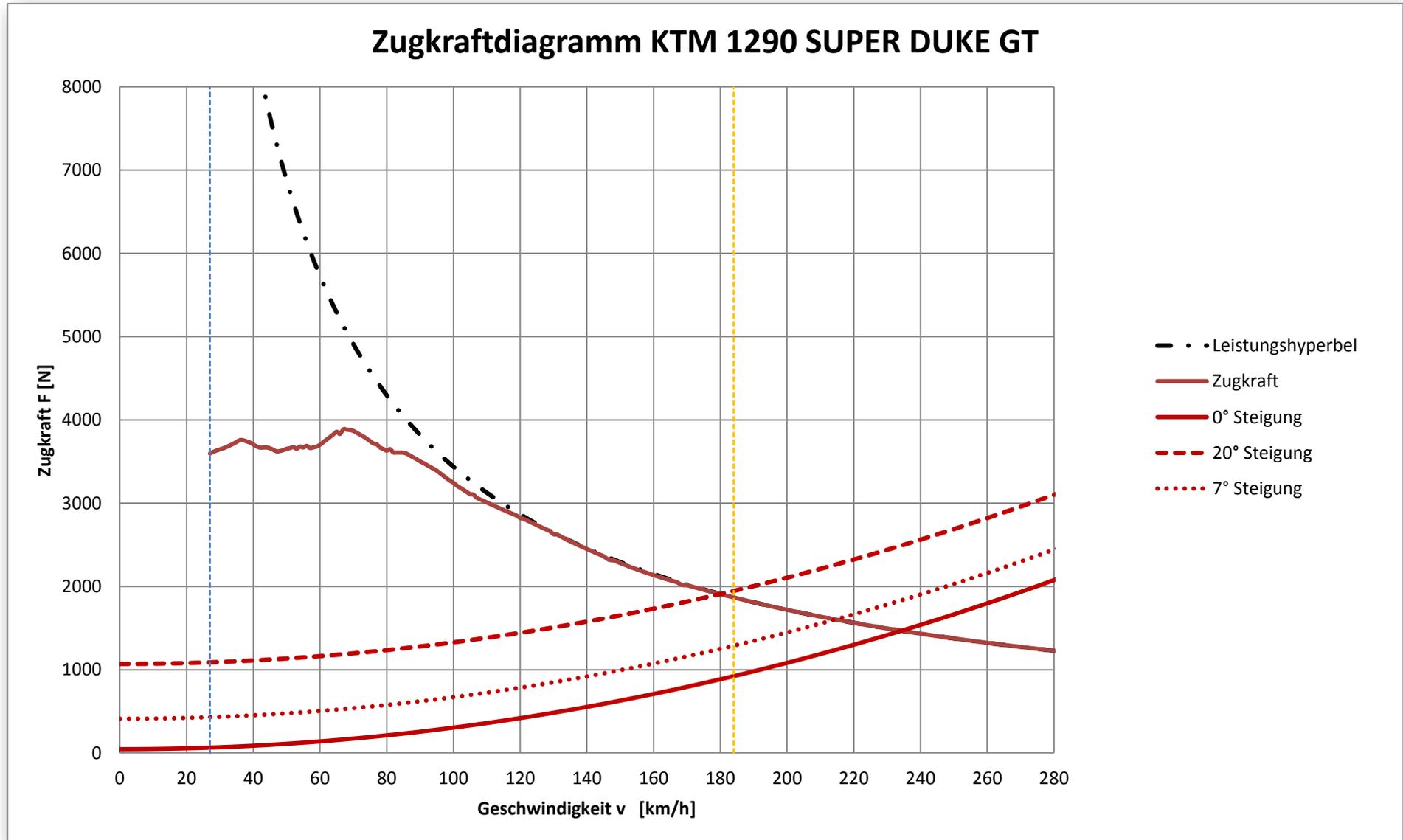


Abbildung 2-27; Zugkraftdiagramm der KTM 1290 SUPER DUKE GT mit CVT-Getriebe

Die Unterschiede bei der Leistungshyperbel und der erreichbaren Höchstgeschwindigkeit ergeben sich durch den schlechteren Gesamtwirkungsgrad des Triebstranges mit CVT-Getriebe, bei Annahme eines Elastomer-Riemens

### 2.4.5.2 stufenlose Getriebe unbegrenzter Spreizung – IVT

Verbrennungskraftmaschinen haben im Allgemeinen die Eigenschaft bei Stillstand kein Drehmoment aufbringen zu können, wie E- Motoren oder hydraulische Antriebsmaschinen dazu fähig sind. Dies erfordert den Einbau einer Kupplung in den Antriebsstrang. Mittels IVT lässt sich folgende Beziehung, aus Formel 2-14 realisieren:

$$i = \frac{n_{an}}{n_{ab}}, \text{ wobei gilt } n_{ab} = 0 \text{ min}^{-1}$$

$$i = \frac{n_{an}}{0} = \infty$$

CVT ermöglichen in Kombination mit mehreren Planetengetrieben den Aufbau von stufenlosen Getrieben unbegrenzter Spreizung. Planetengetriebe bedingt durch ihren Aufbau mit drei Zentralwellen, können ferner als Drei- Wellen- Getriebe betrieben werden. Bei strenger Auslegung der Definition in Kapitel 2, handelt es sich bei dieser Betriebsart nicht mehr um ein Getriebe, da das feststehende Glied in dieser Anordnung zumindest teilweise fehlt. Im Rahmen dieser Masterarbeit schließt sich der Begriff *Getriebe*, Planetengetriebe im Drei- Wellen- Betrieb ein.

Aufgrund der Wichtigkeit für AT, IVT und die Anbindung von Hybridsystemen wird dem Planetengetriebe ein eigenes Unterkapitel 2.5 gewidmet.

Neben der Beziehung mit unendlicher Übersetzung, ergibt sich ein weiterer elementarer Zusammenhang mit der physikalischen Grundgleichung von Formel 2-12, da

$$P = M \cdot \omega = F \cdot v \text{ für } P = \text{const.}$$

für sehr kleine Geschwindigkeiten  $v \ll$  ergibt, dass  $F \gg$  ist. D.h. bei Stillstand steht theoretisch eine unendlich hohe Kraft zum Anfahren zur Verfügung. Diese Besonderheit ist für die Verwendung in Zugmaschinen jeder Art von großer Bedeutung.

Gleichzeitig führt sie vor Augen, dass eine Verwendung im Motorradbau nur unbedingt sinnvoll erscheint, da heutige Antriebkonzepte bereits durch die Einschränkungen der Reifenhaftung begrenzt sind und eine Vielzahl an elektrischen Applikationen verwendet wird, um das FZG im Grenzbereich fahrbar zu halten.

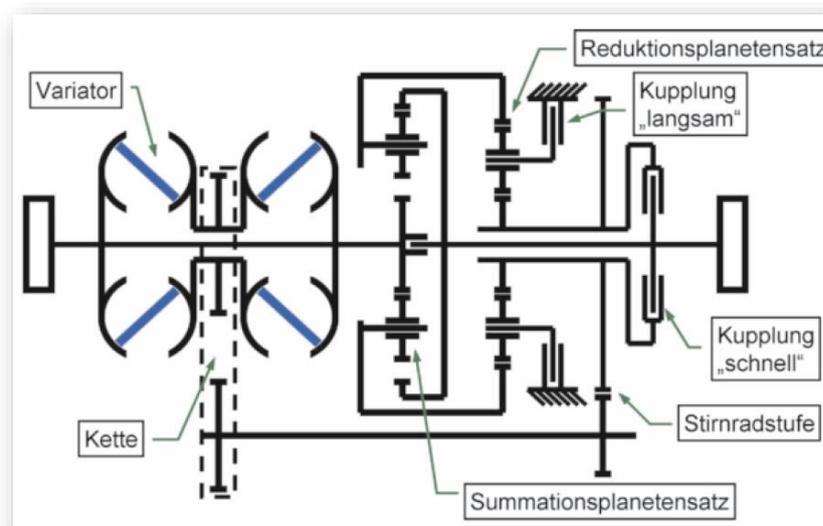


Abbildung 2-28; näherungsweise IVT- Konzept der Firma Getrag; (Kirchner, 2007) S.399

Oben beispielhaft, abgebildetes IVT- Konzept besteht aus mehreren Unterbaugruppen. Der im Leistungsfluss an erster Stelle liegende Variator, unterliegt den Einschränkungen des begrenzten Verstellbereiches des CVT. Hier erfolgt eine Leistungsverzweigung zum Sonnenrad des Summationsplanetensatzes und über den Kettentrieb zur links

angeordneten Stirnradstufe. Zweite wesentliche Baugruppe stellt der Summationsplanetensatz dar, der durch die erneute Zusammenführung der Leistungsflüsse die Realisierung eines IVT- Getriebes ermöglicht. Das abgebildete FTT (Variator in Abbildung 2-28) könnte durch alle anderen CVT- Varianten – Hybride in Serienbauweise eingeschlossen – ersetzt werden. Wichtig für die Funktion als IVT, ist die Leistungsverzweigung im CVT und dessen anschließende Summierung im Planetengetriebe, bei geänderten Drehzahlverhältnissen. Dieser Zusammenhang wird später im Unterkapitel Planetengetriebe mit Hilfe der Willis- Gleichung erklärt. Der zusätzlich verbaute Reduktionsplanetensatz dient im Zusammenspiel mit den beiden Kupplungen, zur Verwirklichung einer Übersetzung zur Erhöhung des Drehmomentes (Langsamfahrt bei hohen Zugkräften, siehe auch „Berggang“ in Unterkapitel 2.4.6).

Aufgrund der Ähnlichkeit im Aufbau dieser Getriebe- Konzepte mit den leistungsverzweigten Hybridantrieben, darf hier ergänzend auf Abschnitt 3.1.4 verwiesen werden.

Abschließend für diesen Abschnitt, sei auf das in Abbildung 2-27 dargestellte Zugkraftdiagramm mit verwiesen. Bei IVT- Konzepten würde die Zugkraft gänzlich entlang der Hyperbel der Höchstleistung verlaufen. Der zugrunde gelegte Motor, ist jener der KTM 1290 SUPER DUKE GT.

#### 2.4.5.3 hydrodynamische Wandler (Naunheimer, et al., 2007)

Wie erwähnt können Verbrennungskraftmaschinen bei Motorstillstand kein Drehmoment an den Antriebsstrang abgeben. Daher benötigen Automatgetriebe ein Anfahrlement um das Fahrzeug in Bewegung zu setzen. Die Standardlösung sind hydrodynamische Wandler. Aufgrund dieser Eigenschaften sollen sie im Rahmen dieser Masterarbeit zu den stufenlosen Drehmoment- Drehzahl- Wandlern gezählt werden.

Sie stellen ein abgeschlossenes System aus Pumpe, Turbine und Leitrad dar. Zunächst wird in der Pumpe mech. Energie an das Fluid abgegeben, um im Turbinenlaufrad von hydr. Energie wieder zurück gewandelt zu werden. Dabei gelten im Fall der Reibungsfreiheit – analog zum später noch besprochenen Planetengetriebe (2.5.1.2) – die Bedingungen, dass zu- und abgeführtes Moment sowie zu- und abgeführte Leistung Null ergeben müssen. Die Verwendung eines Leitrades ermöglicht die Erhöhung des Drehmomentes in der Turbine, was dem Fahrzeug beim Anfahren zu Gute kommt. Im Unterschied dazu verfügen hydrodynamische Kupplungen nicht über ein Leitrad und können nur die Drehzahl nicht aber das Moment wandeln. Da bei höheren Drehzahlen keine Verstärkung des Drehmomentes benötigt wird verfügen Trilok- Wandler über einen Freilauf des Leitrades, womit sie als hydr.- dyn. Kupplung betrieben werden können. Heutige Modelle beinhalten eine mechanische Wandlerüberbrückungskupplung zur Verringerung der Verluste, bei gleichen Drehzahlen von An- und Abtriebsseite des Wandlers. Bei der Energieübertragung an und aus dem Fluid sowie an den Wandlungen treten Verluste infolge der Strömungsmechanik und Reibung auf. Eine detailliertere Betrachtung der strömungsmechanischen Eigenschaften soll hier nicht erfolgen.

Bedingt durch die nicht formschlüssige Übertragung tritt Schlupf auf und es ergeben sich höhere mech. Verluste. Zum anderen lässt dies eine Dämpfung von Schwingungen und Stößen zu. (Naunheimer, et al., 2007) gibt darüber hinaus einen höheren Bauaufwand für das nachfolgende Getriebe an, da dieses unter Last schaltbar sein muss oder ein zusätzliches Maschinenelement zur Unterbrechung des Drehmomentenflusses an die Antriebsräder aufweisen muss.

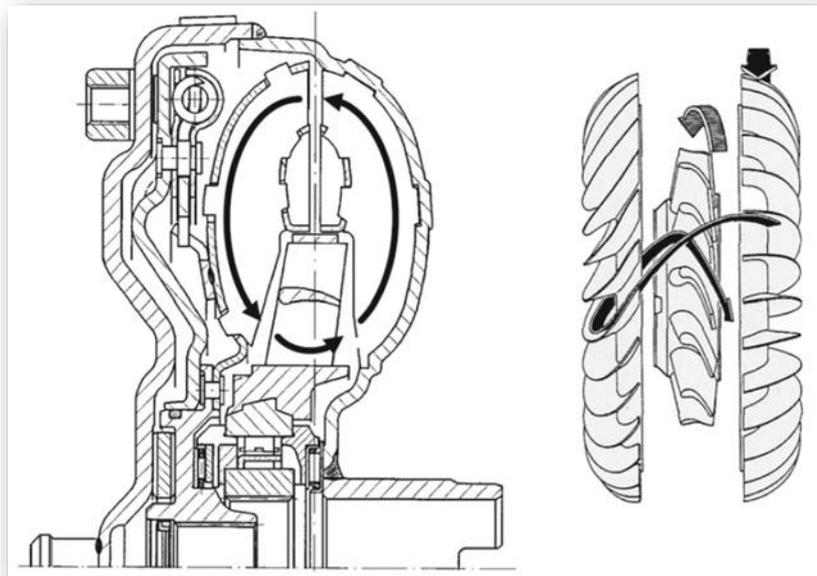


Abbildung 2-29; Skizze eines Trilok- Wandlers, re: Turbinen-, Leit- und Pumpenlaufrad; (Fischer, et al., 2012) S. 160

#### 2.4.6 Gruppenschaltgetriebe – MGT

(Naunheimer, et al., 2007)

Gruppenschaltgetrieben sind nicht als ein eigenständiges Getriebekonzept, wie in der bisherigen Aufzählung zu verstehen. Vielmehr handelt es sich um eine Aneinanderreihung von einzelnen Vorgelege- oder Planetengetrieben. Die Basis bildet dabei ein Hauptgetriebe mit drei oder vier Fahrstufen. Dieses kann um ein Vorschaltgetriebe auf Seite der VKM und/oder ein Nachschaltgetriebe in Richtung Abtrieb erweitert werden. Auf diese Art lässt sich mit bspw. einem vierstufigen Hauptgetriebe und einem je zweistufigen Vor- und Nachschaltgetriebe, ein Konzept mit  $2 \cdot 4 \cdot 2 = 16$  Stufen verwirklichen. Ferner können mehrere Gänge für die Rückwärtsfahrt verfügbar sein. Die hohe Stufenanzahl, in Verbindung mit weiten Spreizungen von  $\varphi_G > 17(18)$ , prädestinieren MGT zur Anwendung in mittleren und schweren NKW.

Vor- und Nachschaltgetriebe werden zur Erfüllung zweier grundsätzlicher Funktionen verbaut:

- Split- Getriebe (*split engl. für spalten, aufteilen*) zur feineren Unterteilung der Stufen des Hauptgetriebes
- Range- Getriebe (*range engl. für Auswahl, Bereich*) zur Erhöhung der verfügbaren Gesamtspreizung

Charakterisiert sind Split-Getriebe durch einen geringeren Stufensprung  $\varphi_{Spt}$  als im Hauptgetriebe  $\varphi_{Hpt}$ , wie in Abbildung 2-31 zu sehen. Split-Stufen werden wie unten als „Berggang“, mit Übersetzung ins langsamere ausgeführt oder aber als „Schnellgang“. Die Anordnung zum Hauptgetriebe beeinflusst maßgeblich die Dimensionierung, weshalb nachgeschaltete Split-Getriebe aufgrund des Drehmomentes verhältnismäßig breit bauen. Range-Getriebe weisen allgemein einen höheren Stufensprung  $\varphi_{Rng}$  als im Hauptgetriebe  $\varphi_{Hpt}$  auf, ebenso übersetzen sie immer ins langsamere. Aufgrund des großen Stufensprunges und des hohen zu übertragenden Drehmomentes wegen der vorher angeordneten Untersetzung im Hauptgetriebe, erweist sich eine Ausführung als Planetensatz und die Anordnung als Nachschaltgetriebe als sehr zweckmäßig.

Neben der oben angeführten Anordnung die in Abbildung 2-30 dargestellt ist, existieren noch zahlreiche Abwandlungen. (Naunheimer, et al., 2007), wie (Hilgers, 2016) und (Lohmann, Nachdruck 2009) bieten weiterführende Informationen.

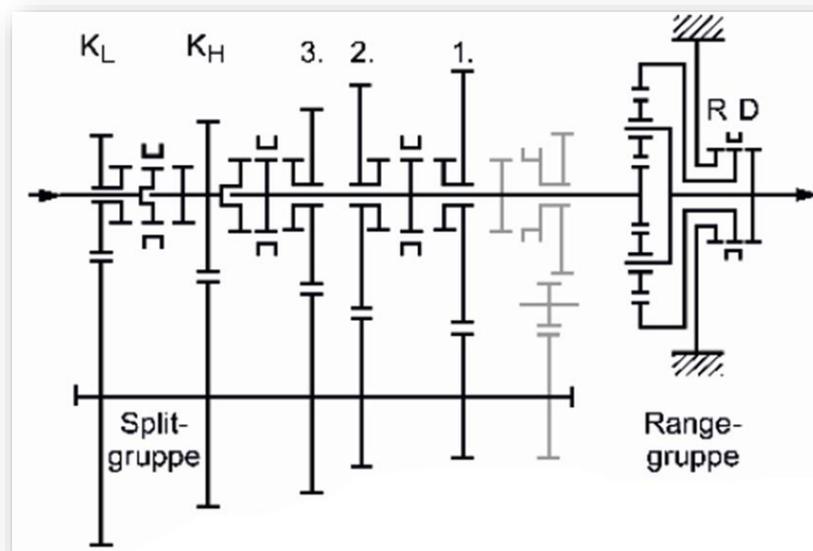
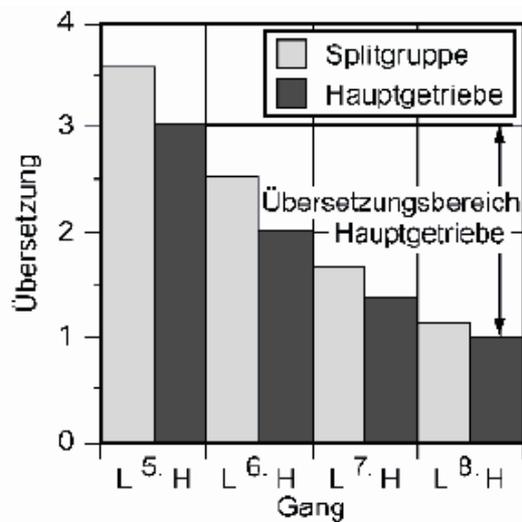
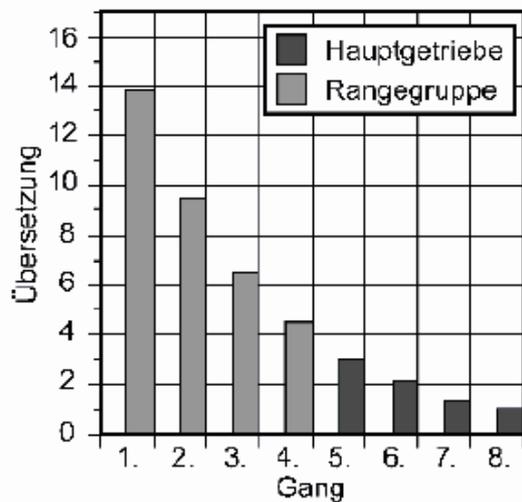
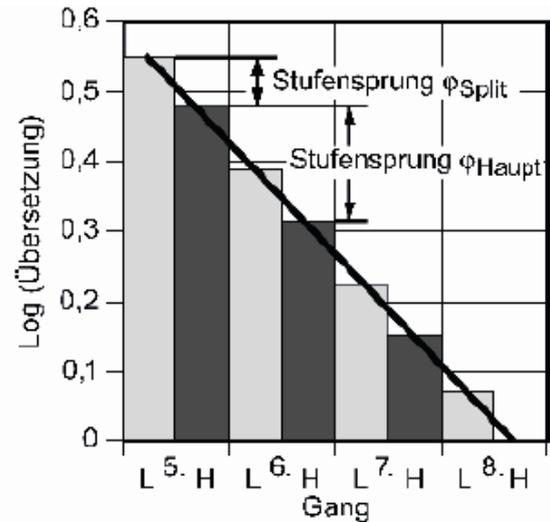


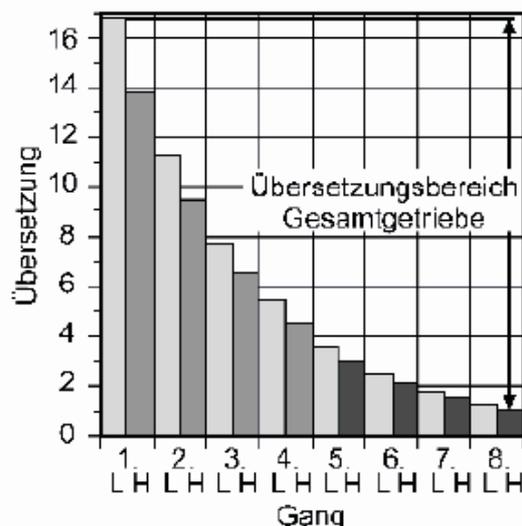
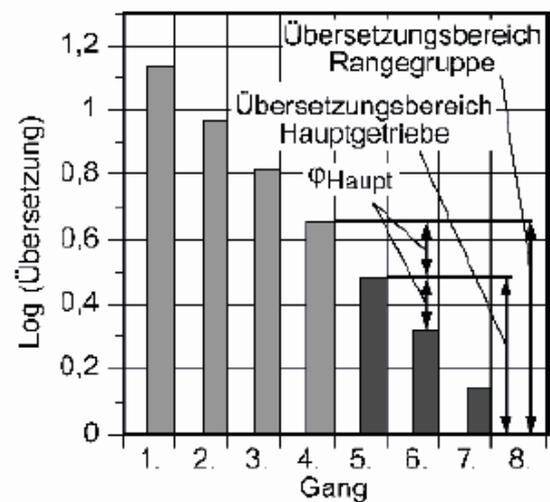
Abbildung 2-30; 16MGT mit Direktgang; (Naunheimer, et al., 2007) S.204



a) Splitgruppe: Verdichten der Gangfolge



b) Rangegruppe: Erweitern der Gangfolge



c) Gangfolge des 16-Gang-Drei-Gruppengetriebe

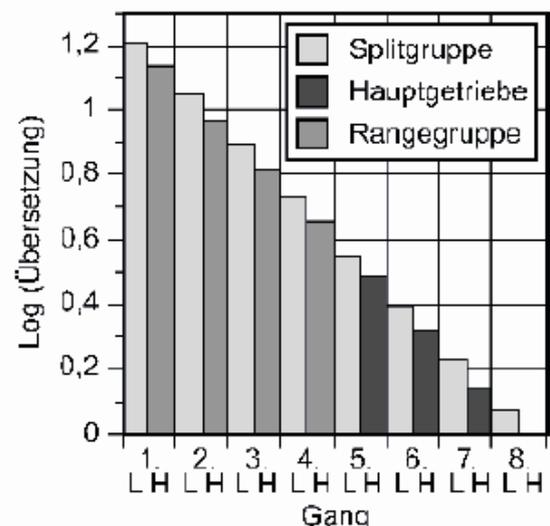


Abbildung 2-31; Gangfolge mit Split- und Range- Gruppen im 16MGT 16 S221 von ZF; (Nauheimer, et al., 2007) S.198; Mit dem Split- Getriebe wird eine High- Low- Übersetzung realisiert, für Normal- und Bergfahrt.

## 2.5 Planetenradsätze und Getriebe

In Abbildung 2-32 ist ein einfaches Planetengetriebe dargestellt. Anhand dieser Skizze ist ersichtlich, dass es sich um ein Umlaufrädergetriebe mit koaxialen Wellen handelt.

Die beiden Zentralradwellen stellen Sonnenwelle S und das mit Innenverzahnung ausgeführte Hohlrade H dar. Zwischen Sonnen- und Hohlrade angeordnet sind die Planetenräder, deren Anzahl über die geometrischen Beziehungen mitbestimmt wird. Zur eindeutigen Positionierung der Planeten zu einander dient der Planetenträger oder Steg, welcher ebenso eine Zentralwelle darstellt.

Für die Anwendung des Planetengetriebes gemäß der Definition eines Getriebes, muss eine Welle festgesetzt werden, womit ein Drehmoment- Drehzahl- Wandler mit nur einem Freiheitsgrad erreicht wird. Zur Klärung der Drehzahlverhältnisse ist die Festsetzung des Steges von zentraler Bedeutung, weshalb diese Konfiguration als Standgetriebe bezeichnet wird. Der Begriff Standübersetzung wurde bereits unter 2.3.2 eingeführt.

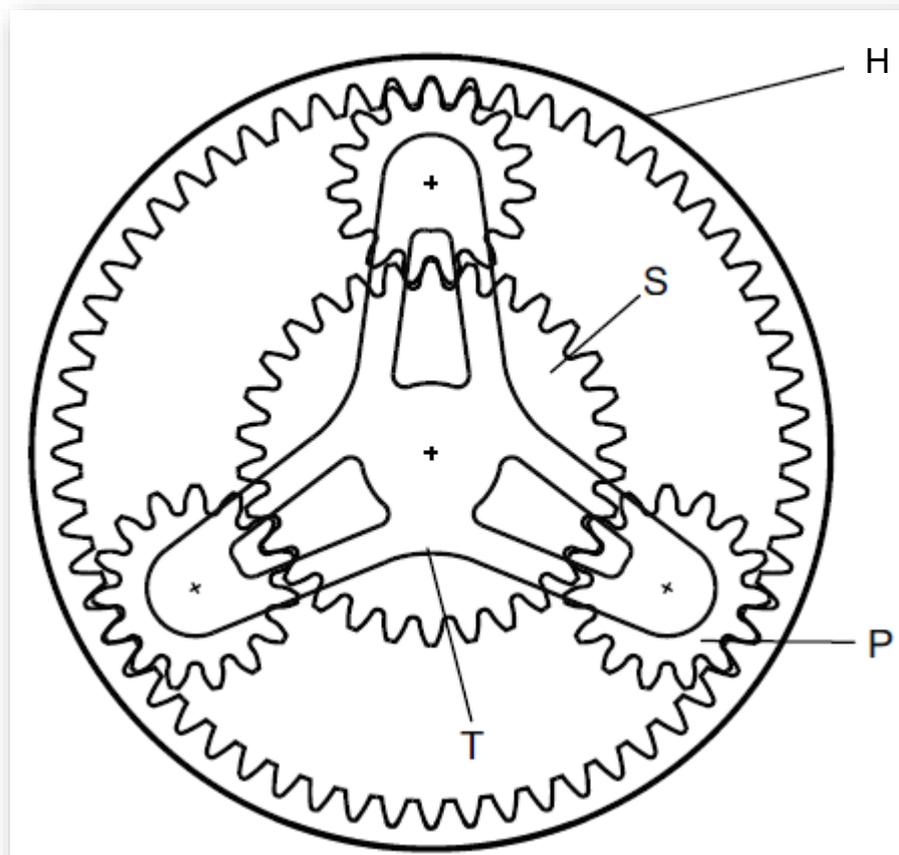


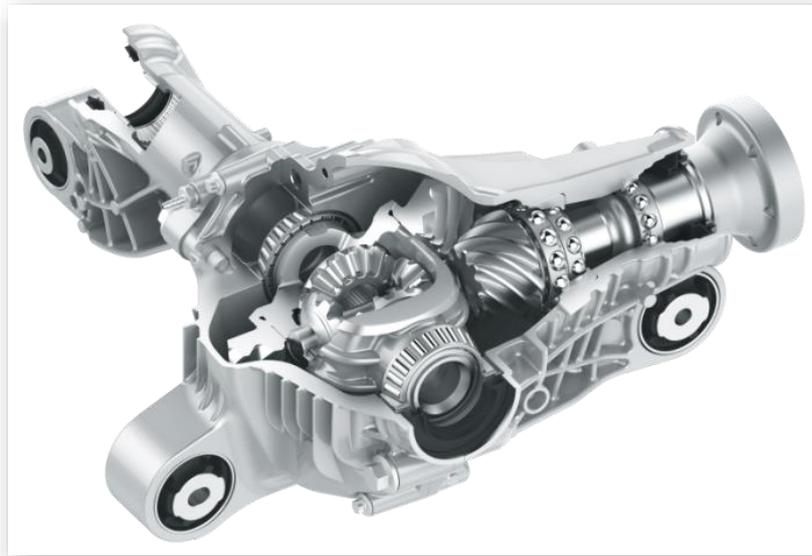
Abbildung 2-32; Skizze eines Planetengetriebes; (Fischer, et al., 2012) S. 124

Aus der speziellen Anordnung ergeben sich eine Vielzahl an Eigenschaften die im Kapitel Planetengetriebe von (Lohmann, Nachdruck 2009) ausführlich erläutert werden. Einige sollen an dieser Stelle erwähnt werden.

Im vorangegangenen Abschnitt 2.4.4, Stufenautomat – AT, wurde bereits anhand mehrerer Illustrationen die runde Bauform gezeigt, die eine gute Kombination mit Kupplungen, insbesondere Lamellenkupplungen, für die Anwendung im Fahrzeugbau erlauben. Die Aufteilung des Drehmomentes auf mehrere Planetenräder minimiert die Einzelbelastung der Verzahnung, wodurch sich kleinere und leichtere Zahnräder realisieren lassen. Bei symmetrischer Anordnung der Planeten heben sich an den VZ auftretende Radialkräfte gegenseitig auf, was die Lagerbelastungen wesentlich verringert.

Neben der Anwendung mit einem Freiheitsgrad lassen sich Planetengetriebe – als Sonderform der Umlaufgetriebe – mit höheren Freiheitsgraden ferner als Summier- oder Differentialgetriebe verwenden. Die einer breiten Öffentlichkeit bekannteste Anwendung

von Umlaufgetrieben, ist dabei das Achsdifferential bei KFZ. Antriebsstränge für vorderradgetriebene Fahrzeuge können mit Planetengetrieben mit Stirnverzahnungen ausgeführt werden, während Differenziale für Standardantriebe {siehe Glossar} überwiegend Kegelräder verwenden (Naunheimer, et al., 2007).



**Abbildung 2-33; Vorderachsdifferentialgetriebe für seitlich versetzten Einbau bei allradgetriebenen FZG mit längseingebautem Motor und Schaltgetriebe (ZF Friedrichshafen AG, 2016)**

Die Gestalt des Zahnrades und der Verzahnung ist für die Bildung von Planetengetrieben unerheblich. (Lohmann, Nachdruck 2009) zeigt in seinem Buch mehrere Räderketten die, die Charakteristik eines Planetengetriebes aufweisen und auf die, die mathematischen Beziehungen der PG angewendet werden können. Für die genauen Benennungen und Begriffe rund um das Thema Planetengetriebe, wird auf oben genanntes Buch sowie (VDI-Richtlinie 2157:2012-10) verwiesen.

## 2.5.1 Allg. Beziehungen des Planetengetriebes

### 2.5.1.1 Drehzahlbeziehungen, Willis- Gleichung

Robert Willis formulierte bereits im 19. Jahrhundert die nach ihm benannte Gleichung, um die komplizierten Drehzahlverhältnisse in einem Planetengetriebe, auch im Drei-Wellen-Betrieb eindeutig, darstellen zu können. Eine Herleitung in Anlehnung an (Lohmann, Nachdruck 2009) ist im Anhang A zu finden.

$$n_{S_0} - n_s \cdot (1 - i_0) - n_H \cdot i_0 = 0$$

Formel 2-20

Franz Karl Kutzbach (\*1875 - † 1942) ersann den nach ihm benannten Kutzbach'schen Drehzahlplan – ein graphisches Verfahren zur Darstellung der Drehzahlverhältnisse an Planetengetrieben, das auf den grundsätzlichen Überlegungen von Willis beruht.

Da ein Planetengetriebe grundsätzlich über drei Wellen – von denen bei Freiheitsgrad  $FG = 1$  je eine als An- und eine als Abtrieb genutzt wird – verfügt, ergeben sich sechs verschiedene Übersetzungsmöglichkeiten. Jede Einzelübersetzung lässt sich dabei aus der Willis- Gleichung herleiten. Da das gesamte Getriebe zudem als Block umlaufen kann (Übersetzung  $i = 1$ ) ergeben sich effektiv sieben Möglichkeiten, wie Tabelle 2-5 zeigt.

Tabelle 2-5; Übersetzungen eines einfachen Planetensatzes, in Anlehnung an (Kirchner, 2007)

Antrieb	Abtrieb	Fest	Übersetzung	Anmerkung
Sonne	Hohlrad	Planetenträger	$i = i_0$	$-\infty < i < -1$
Hohlrad	Sonne	Planetenträger	$i = \frac{1}{i_0}$	$-1 < i < 0$
Hohlrad	Planetenträger	Sonne	$i = 1 - \frac{1}{i_0}$	$1 < i < 2$
Planetenträger	Hohlrad	Sonne	$i = \frac{i_0}{(i_0 - 1)}$	$0,5 < i < 1$
Sonne	Planetenträger	Hohlrad	$i = 1 - i_0$	$2 < i < \infty$
Planetenträger	Sonne	Hohlrad	$i = \frac{1}{(1 - i_0)}$	$0 < i < 0,5$
Blockumlauf des Planetensatzes			$i = 1$	

### 2.5.1.2 Momenten- und Leistungs- Beziehungen

Unter Beachtung der Vorzeichenkonvention aus 2.3.1 ergibt sich, aus oben angeführter Literatur, für die Summe der Momente

$$\sum_{i=1}^n M = M_1 + M_2 + M_s = 0$$

Formel 2-21

und der Leistungen incl. anfallender Verlustleistungen

$$\sum_{i=1}^n P = P_1 + P_2 + P_s + P_v = 0$$

Formel 2-22

Stehende Wellen übertragen gemäß Formel 2-12 keine Leistungen.

### 2.5.1.3 geometrische Bedingungen

Die Montage der beiden Zentralwellen und eines Planetenrades kann ohne jegliche Einschränkung vorgenommen werden. Die sich berührenden Zahnflanken legen allerdings die Orientierung der Zahnräder zueinander fest. Für den Einbau weiterer Planetenräder muss sichergestellt sein, dass Zähne auf Zahnücken im gegenüberliegenden ZR treffen sowie die Achsenposition mit dem Planetenträger übereinstimmt. Bei gleichmäßiger Verteilung von  $p$  Planeten, ergibt sich somit folgende Bedingung

$$f = \frac{z_{s0} + |z_H|}{p}$$

Formel 2-23

wobei gilt, dass  $f$  eine natürliche Zahl sein muss (Lohmann, Nachdruck 2009). In op. cit. finden sich ferner zahlreiche beispielhafte Illustrationen. Des Weiteren wird auf Eingriffsstörungen zwischen innenverzahnten Hohlrädern und außenverzahnten Planetenrädern verwiesen. In Abbildung 2-34 wird beispielhaft eine Eingriffsstörung mit durchdringenden Zahnköpfen gezeigt. Weiterführende Literatur zu Eingriffsstörungen, Berechnung der Profilverschiebung und der Werkzeugführung an Innenverzahnungen finden sich in allen Teilen der benannten literarischen Werke, insbesondere in (DIN 3993-2:1981-08).

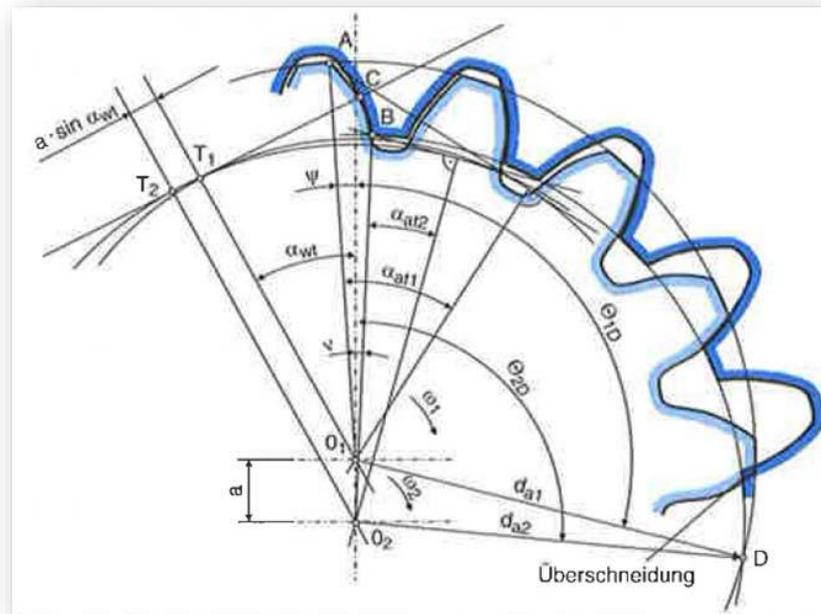


Abbildung 2-34; Eingriffsstörung mit durchdringenden Zahnköpfen;  
(Schlecht, 2010) S. 857

### 3 Theoretische Grundlagen zur Hybridisierung von Fahrzeugen

#### 3.1 Klassifizierung von Hybrid- Antrieben

Zunächst seien hier überblicksmäßig die unterschiedlichen Konzepte für Hybridfahrzeuge beschrieben. In der Richtlinie 168/2013/EU - über die Genehmigung und Marktüberwachung für zwei- oder dreirädrigen und vierrädrigen Kraftfahrzeugen - wird ein Hybridfahrzeug definiert als

*„Hybridfahrzeug“ ein Kraftfahrzeug mit mindestens zwei verschiedenen (bordeigenen) Energiewandlern und zwei verschiedenen (bordeigenen) Energiespeichersystemen zum Zwecke des Fahrzeugantriebs (Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften, 2013)*

Für eine nähere Klassifizierung ist es erforderlich auf die technischen Besonderheiten in der Struktur des Antriebsstranges einzugehen. Dies erlaubt eine Einteilung in seriellen, parallelen und leistungsverzweigten Hybrid.

Der Grad der Hybridisierung stellt eine weitere Möglichkeit zur Unterscheidung von Hybridvarianten dar und erlaubt eine Abgrenzung zu Fahrzeugen mit Verbrennungskraftmaschinen und Fahrzeugen mit rein elektrischem Antriebsstrang oder alternativen Kraftmaschinen.

Bei strenger Auslegung der Definition eines „Fahrzeuges mit Hybridantrieb“ lassen sich die Vorreiter dieser Antriebssysteme durchaus im Zweiradbereich finden. Das Motorfahrrad stellt einen der breiten Allgemeinheit bekannten, wenn gleich nicht als solchen wahrgenommen, Hybridantrieb dar. In kürzerer Vergangenheit fand die Idee eines Hybridantriebes weite Verbreitung in der Automobilbranche. Zur Zeit der Verfassung dieser Masterarbeit ist eine Fülle an literarischen Nachweisen zum Thema Hybridisierung verfügbar, die sich aber fast ausschließlich auf mehrspurige Fahrzeuge beschränken. Um eine zeitgemäße Betrachtung sicherzustellen, sollen die Begriffe der Automobilbranche, für eine Klassifizierung der Hybridsysteme, verwendet werden.

In weiterer Folge wird nur auf Auswirkungen eingegangen die für Motorräder von Relevanz sind. Als ausgeschlossenes Beispiel sei hier die Tandemanordnung von E-Motoren an Antriebsachsen, zur Einsparung eines Differentialgetriebes, angeführt.

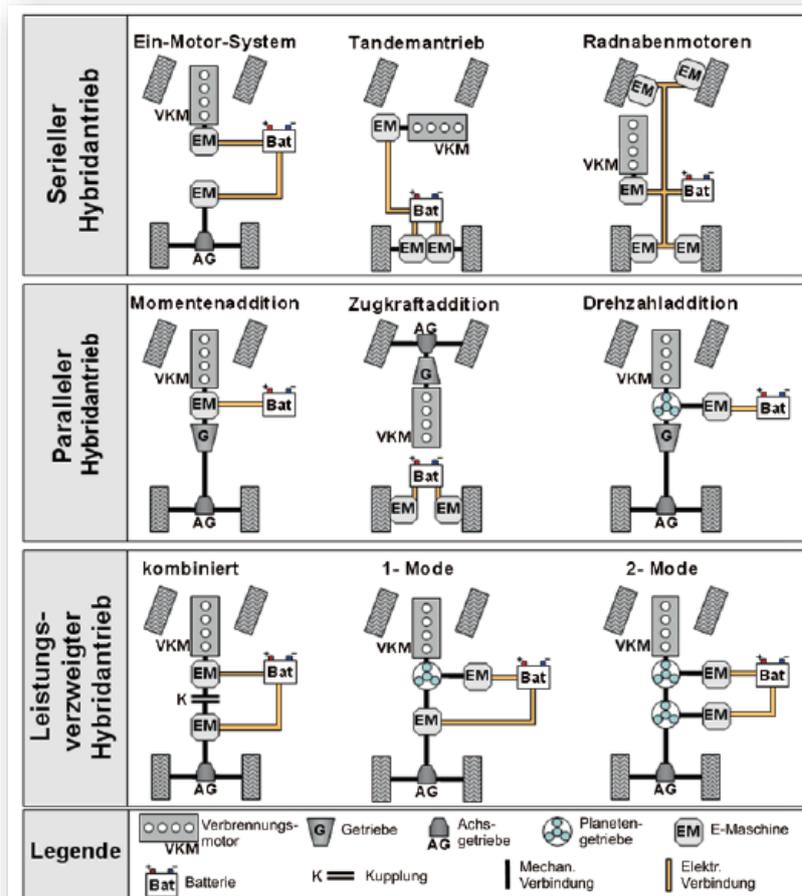


Abbildung 3-1; Hybridstrukturen der Automobilindustrie; (Hofmann, 2014) S. 24

### 3.1.1 Serieller Hybrid

(Hofmann, 2014)

Die Verbrennungskraftmaschine dient - als primäre Kraftmaschine – dem Antrieb eines Generators. Als Ersatz für ein klassisches Getriebe kann die Drehmoment-Drehzahlwandlung durch Umformung der elektrischen Energie, nach einer eventuellen Speicherung in einer Batterie, erfolgen. Im weiteren Antriebsstrang ermöglicht dies darüber hinaus die Verwendung von Radnabenmotoren.

Eine Serienanordnung erlaubt es, die VKM im Bereich niedrigen spezifischen Kraftstoffverbrauches sowie niedrigen Abgasemissionen zu betreiben. Ebenso lassen sich Betriebsstrategien realisieren, die eine Zuschaltung des Verbrennungsmotors erst bei Erreichen einer bestimmten Geschwindigkeit ermöglichen. Beachtet werden muss hierbei, aber die Aneinanderreihung der Verluste, die eine unterschiedliche Leistung an Kraft- und Arbeitsmaschinen erforderlich machen kann. Im Automobilbereich lässt die relativ freie Anordnung der Komponenten, Vorteile hinsichtlich Bauraumnutzung zu. Am Motorrad jedoch sollen alle Bauteile des Antriebsstranges so kompakt wie möglich, im Bereich des Fahrzeugschwerpunktes angeordnet werden, wodurch sich aus der variablen Anordnung keine großen Vorteile ziehen lassen.

Abbildung 3-1 zeigt im oberen Teil serielle Hybridsysteme in Anlehnung an die Automobilindustrie. Achsgetriebe zum Drehzahlausgleich bei Kurvenfahrt (Differentialgetriebe) sind bei Zweirädern naturgemäß ebenso wenig erforderlich, wie Tandemanordnungen von Radnabenmotoren. Eine mögliche Verwendung des Ein- Motor-Konzept wird später unter Punkt 3.2.5 noch einmal aufgegriffen.

### 3.1.2 Paralleler Hybrid

(Hofmann, 2014)

Hybridfahrzeuge mit paralleler Ausführung des Antriebsstranges summieren die Leistungen von VKM und elektrischem Antrieb, wobei ein direkter mechanischer Antrieb der Räder erfolgt. Die mit Verlusten behaftete Umwandlung der mechanischen in elektrische Energie und dessen Rückwandlung kann unterbleiben. Als Betriebsstrategie kommt sowohl der reine Betrieb der VKM, des E-Motors oder Mischformen in Frage. Dies ermöglicht den verbrauchsoptimierten Betrieb des Verbrenners bei gleichzeitiger Gewährleistung der Dynamik. Die Summierung der Leistung bringt es mit sich, dass die beiden Kraftmaschinen jeweils kleiner und damit leichter ausgeführt werden können. Im Hinblick auf die VKM erschließen sich damit Potentiale zur Hubraumverkleinerung. Nennenswerte Auslagerung der verbrennungsmotorischen Antriebsleistung bringt allerdings die Notwendigkeit mit sich, die Kapazität der elektrischen Energiespeicher entsprechend zu erhöhen. Darüber hinaus ist es sinnvoll, die elektrische Maschine sowohl motorisch als auch generatorisch zu verwenden, um die Rückgewinnung von Energie beim Verzögern des FZGs zu ermöglichen, siehe dazu 3.3 und 4.1. In bestehende Antriebsstränge lassen sich parallele Hybridantriebe integrieren. Nötige Änderungen betreffen in Abhängigkeit des Umfangs, insbesondere die Einbindung von Starter und Generator. Bei entsprechender Auslegung ist es möglich, eine der beiden Komponenten durch Verwendung eines Startergenerators einzusparen, womit Potentiale hinsichtlich des Packages und des Fahrzeuggewichtes ersichtlich werden. Der Aufwand zum Einbau von elektrischen Antrieben für größere Umfänge bringt es mit sich, dass die bestehenden Konstruktionen weitreichende Eingriffe erfordern, die wirtschaftlich nur im Zuge einer Neuentwicklung sinnvoll sind.

Aufgrund der vielfältigen Positionierungsmöglichkeiten der Einzelkomponenten im Antriebsstrang ergeben sich mehrere Varianten zur Zusammenführung der Leistung des mechanischen und elektrischen Antriebsstranges. Die direkte Kopplung zur Addition der Momente kann über starre Getriebe erfolgen. Planetengetriebe bieten sich zur Drehzahladdition an und nicht zu Letzt lassen sich die Antriebskomponenten auf die beiden Antriebsachsen aufteilen, was zur Zugkraftaddition führt. Ein Hersteller für Motorradzubehör der Marke BMW griff dieses Hybridkonzept für Motorräder auf und stellte ein Prototypen- Fahrzeug im Jahr 2015 der Weltöffentlichkeit vor. Das bis zu 315 kg schwere Fahrzeug verfügt, über eine Kriechfunktion die den rein elektrischen Betrieb bis zu 20  $\frac{km}{h}$  erlaubt. (Wunderlich GmbH, 2015)

Abbildung 3-1 zeigt anhand von Beispielen aus der Automobilindustrie die Kombinationen für den parallelen Hybrid. Diese können um weitere Kupplungen ergänzt werden, um eine größere Vielfalt an Betriebsstrategien zu verwirklichen. Einschränkend muss jedoch erwähnt werden, dass für die Anwendung im Zweirad- Bereich bei allen Varianten grundlegende Änderungen vorgenommen werden müssen.

### 3.1.3 Kombiniertes Hybrid

(Hofmann, 2014)

Wie die Bezeichnung bereits vermuten lässt, handelt es sich hierbei um eine Kombination von serieller und paralleler Struktur. Die verbaute Kupplung ermöglicht die mechanische Trennung des Antriebsstranges und jene E-Maschine die näher am VKM sitzt wird generatorisch betrieben. In der Literatur wird für diese Betriebsart, ein niederlastiger, aber dynamischer Fahrbetrieb erwähnt. Beispielsweise ermöglicht dies den Betrieb der VKM in einem verbrauchsgünstigen Kennfeldbereich zur Ladung der Batterie, während das Fahrzeug im Stopp-and-Go- Verkehr durch den elektrischen Antrieb bewegt wird. Andererseits ist der mechanische Durchtrieb gewährleistet um bei Fahrten mit hoher Geschwindigkeit den verlustreichen seriellen Betrieb zu umgehen. Die E- Maschinen können des Weiteren zur Realisierung der Boost- Funktion {siehe Glossar} herangezogen werden.

### 3.1.4 Leistungsverzweigter Hybrid

(Hofmann, 2014) und (Liebl, et al., 2014)

Ausgehend vom kombinierten Hybrid – unter 3.1.3 – lassen sich leistungsverzweigte Hybridfahrzeuge darstellen. Der Unterschied besteht im teilweisen Ersatz des elektrischen Nebenpfades durch einen mechanischen. Wie bereits unter 2.5 erläutert wurde, bieten Planetengetriebe die Möglichkeit der Leistungsverzweigung und der Leistungsaddition beim Betrieb als Dreiwellengetriebe. Um die Übersichtlichkeit zu gewährleisten, erfolgen zunächst nur die Erläuterungen der Hybridstrukturen mit einem Planetenradsatz. Auf Compound- Split- Getriebe konzentriert sich der nachfolgende Punkt 3.1.5. Die prinzipielle Funktionsweise der Leistungsverzweigung ist in untenstehender Abbildung 3-2, in zwei sich durch die Richtung des Leistungsflusses im „Variator“ unterscheidenden Betriebsarten, dargestellt. Der hybride Antriebsstrang soll hierbei nicht als Variator in Form eines stufenlosen Getriebes verstanden werden, da neben dem geänderten Leistungsfluss ferner die Möglichkeit zur Speicherung und späteren Rückführung in den Antriebsstrang besteht.

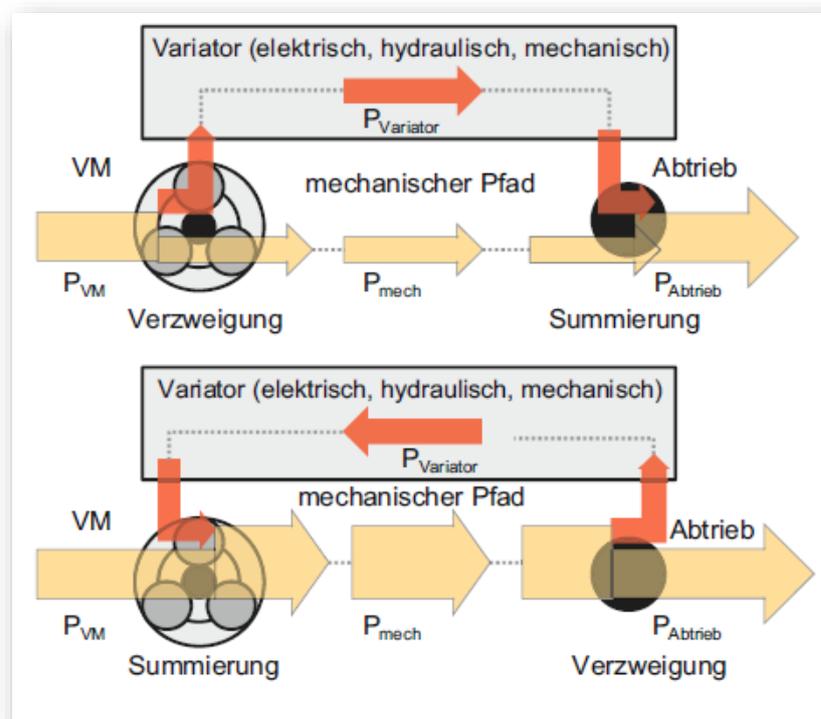


Abbildung 3-2; Leistungsflussdiagramm; (Liebl, et al., 2014) S. 141

Grundsätzlich sind zwei Anordnungen zu unterscheiden, die von der Art der Einbindung des Planetengetriebes abhängen. Dies ist in Abbildung 3-3 und Abbildung 3-4 ersichtlich.

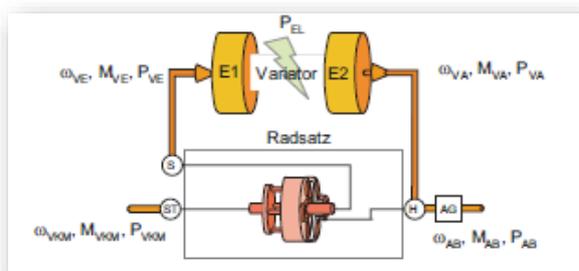


Abbildung 3-4; Input-Split-PGtr; (Hofmann, 2014) S. 39

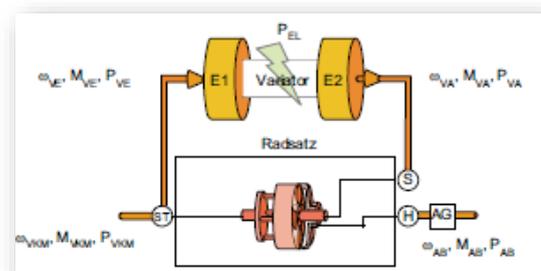


Abbildung 3-3; Output-Split-PGtr; (Hofmann, 2014) S. 40

Aus den Prinzipskizzen für Input- und Output- Split- Anwendungen lässt sich erkennen, dass die mechanische Energie der VKM größtenteils direkt durch das Getriebe geleitet wird. Ein möglichst kleiner Teil wird, für die Realisierung der stufenlos variablen Übersetzung (CVT), über den stärker verlustbehafteten, elektrischen Pfad geführt. An dieser Stelle muss erwähnt werden, dass für das CVT- Getriebe prinzipiell alle Variatoren – von E-Maschinen bis zum Reibradgetriebe- möglich sind. Durch die Gesetzmäßigkeiten der Willis- Gleichung kommt es ab einer Grenzübersetzung dazu, dass generatorische und motorische E-Maschine wechseln. Es kommt zur Erzeugung von Blindleistung, siehe dazu Abbildung 3-2 unten. Für beide Ausführungen gibt es mehrere in Serienproduktion befindliche Beispiele aus der Automobilbranche; Input- Split: TOYOTA Prius; Output- Split: OPEL Ampera.

### 3.1.5 Compound Split

(Hofmann, 2014) und (Wallentowitz, et al., 2011)

In Abbildung 3-2 ist bereits ersichtlich, dass sich bei leistungsverzweigten Hybridantrieben die Situation ergeben kann, dass Blindleistung im Antriebsstrang generiert wird. Ebenso stellt (Hofmann, 2014) die Verhältnisse der elektrischen zur verbrennungsmotorischen Leistung am Input- Split-Getriebe dar. Es zeigt sich, dass im Bereich guter Wirkungsgrade elektrische Leistungsanforderungen von bis zu 30% der VKM erreicht werden. Die Übertragung dieser Verhältnisse auf Zweiradanwendungen erscheint unter den Aspekten Gewicht und Bauraum nicht realistisch.

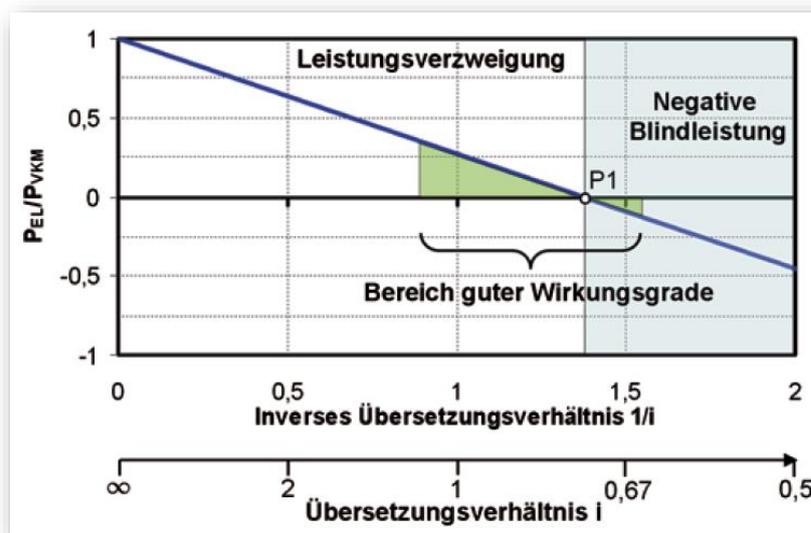


Abbildung 3-5; Leistungsverhältnisse am Input- Split- Getriebe; (Hofmann, 2014) S. 39

$$|\varepsilon_{EL}| = \frac{P_{EL}}{P_{VKM}}$$

Formel 3-1

Um der in Abbildung 3-5 dargestellten Charakteristik Rechnung zu tragen, wurden Compound Split- Getriebe mit zwei Planetensätzen eingeführt, die ein Durchfahren der Null-Drehzahl von beiden E-Maschinen erlauben. Die nachteilige Eigenschaft des verminderten Wirkungsgrades bei  $|\varepsilon_{EL}| > 0,3$  bleibt allerdings erhalten.

Dies führte zur Entwicklung von Dual-Mode- Getrieben, die mehrere Planetensätze und Schaltelemente aufweisen und somit einen Betrieb mit variablen Übersetzungen sowie festen Stufen realisieren können. Zusätzlich wird zwischen schnellem und langsamen Fahrbetrieb unterschieden, die sich durch verschiedene Leistungsflüsse auszeichnen. Um ansprechende Fahrleistungen mit hohen Anfahrmomenten zu gewährleisten, erfolgt bei geringen Geschwindigkeiten eine Aufteilung der Antriebsleistung der VKM in einen mech. und einen elektr. Zweig.

Dies erlaubt in anderen Betriebszuständen ferner die Ladung der Batterie. Ähnlich einem IVT – siehe 2.4.5.2 – dient der elektr. Zweig der Erhöhung des Drehmomentes. Zur Vermeidung des stärker verlustbehafteten Leistungsflusses über den elektr. Zweig bei hohen Fahrgeschwindigkeiten, erfolgt hier ein direkter mechanischer Antrieb der Räder mit Unterstützung des E-Antriebes (Wallentowitz, et al., 2011).

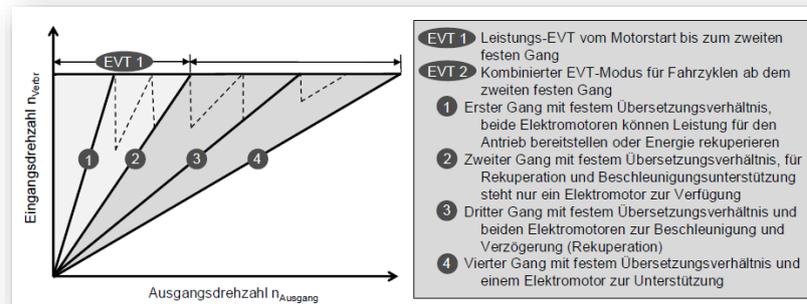


Abbildung 3-6; Betriebsmodi und Fahrstufen eines Dual- Mode-Getriebes; (Wallentowitz, et al., 2011) S. 67; EVT {siehe Glossar}

### 3.2 Grad der Elektrifizierung

(Hofmann, 2014), (Reif, 2010) und (Wallentowitz, et al., 2011)

Neben der Unterscheidung von Hybridfahrzeugen anhand ihrer Fahrzeugstruktur, besteht die Möglichkeit nach dem Grad der Elektrifizierung zu unterscheiden.

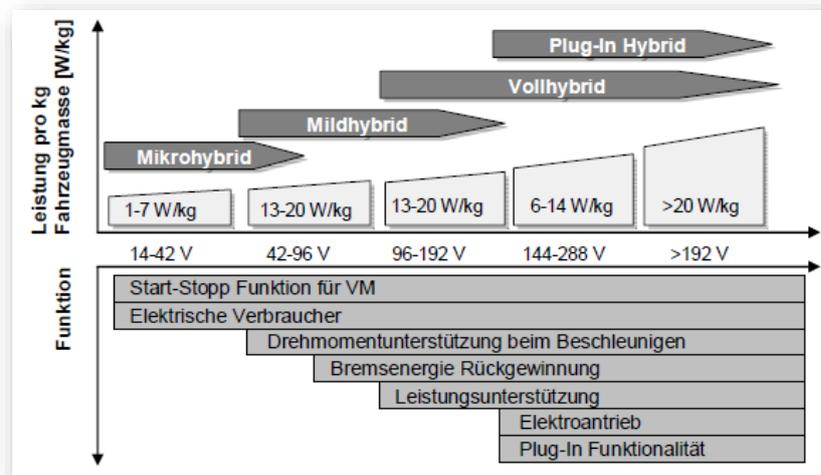


Abbildung 3-7; Grad der Elektrifizierung; (Wallentowitz, et al., 2011) S. 61

Abbildung 3-7 zeigt neben der Einteilung in Mikro-, Mild-, Voll- und Plug- In Hybrid, Grundfunktionen anhand derer die Klassen unterschieden werden können. Diese Grundfunktionen benötigen ihrerseits immer höhere Leistungen der elektr. Anlage. Um die elektr. Ströme in Grenzen halten zu können, steigt mit zunehmendem Funktionsumfang die Bordspannung an.

#### 3.2.1 Start/Stopp System und Mikrohybrid

Streng nach der Definition des Hybridfahrzeuges handelt es sich bei diesem Fahrzeug nicht um eine Hybridanwendung, da keine unterschiedlichen Antriebssysteme vorhanden sind. Erste Schritte Richtung Hybridisierung wurden von Automobilherstellern dahingehend unternommen, dass Generator und Anlasser zu einer Komponente – dem integrierten Startergenerator – zusammengefügt wurden. Dieses System ermöglichte in Zusammenspiel mit einer vergrößerten Batteriekapazität die Einführung von Start/Stopp-Systemen. Mikrohybridanwendungen ermöglichen bereits die Rückgewinnung von Energie aus Verzögerungsvorgängen zur Erhaltung der Ladung der Batterie.

Rekuperation gestaltet sich hinsichtlich der Ausnutzung des Energiepotentials problematisch, da zum einen die gesamte Energie in kurzer Zeit verarbeitet werden muss, sind große elektrische Leistungen nötig und andererseits die Batterie über beschränkte Ladegeschwindigkeit verfügt. Interne Berechnungen der Fa. KTM haben ergeben, dass mit einer Kraftstoffersparnis von ca. 3% bezogen auf den WMTC- Testzyklus zu rechnen ist. Ein ähnliches Ergebnis zeigt sich bei Automobilen im NEDC (Reif, 2010).

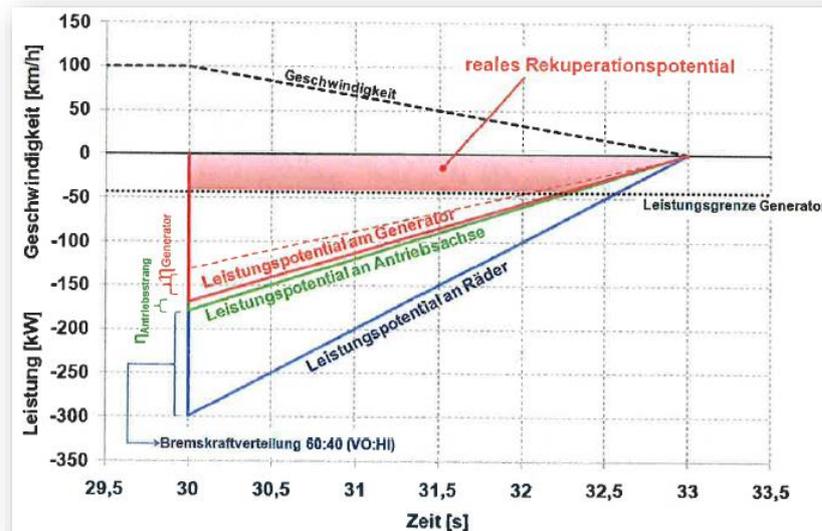


Abbildung 3-8; reales Rekuperationspotential einer Vollbremsung am Beispiel eines Kompaktwagens (Hohenberg, 2016)

### 3.2.2 Mildhybrid

Ab einer Installation von rund  $5 \div 20 \text{ kW}$  – in Automobilen – spricht man von Mildhybrid. Neben dem obligatorischen Start/Stopp- System erfolgt die Auslegung des ISG derart, dass eine Unterstützung des Verbrennungsmotors in Beschleunigungsphasen ermöglicht wird (Boost- Funktion). Zur Erweiterung des Aktionsradius ist dem Mildhybrid die Rückgewinnung von Energie beim Bremsvorgang – Rekuperation genannt – möglich. Im Bereich niedriger Geschwindigkeiten bieten manche Fahrzeuge die Möglichkeit, ausschließlich elektrisch zu fahren (Creeping).

Aufgrund der höheren verbauten, elektrischen Leistung, ist es nötig ein separates Traktionsbordnetz neben dem  $14\text{V}$ - Bordnetz einzuführen. Die Hochvoltbatterien oder Super-Kondensatoren müssen für die starke dynamische Belastung hinsichtlich Laden und Entladen ausgelegt sein. Ab einer Spannung von  $60\text{V}$  sind weitere Maßnahmen hinsichtlich Isolierung und Berührungsschutz sowie eine entsprechende Ausbildung der Mitarbeiter (Mechaniker, Fachkräfte, etc.) erforderlich (OVE R 16:2017-12-01). Daraus entstehen nicht zu vernachlässigende Kosten, weshalb für eine Mildhybridisierung sehr oft Traktionsspannungen von  $48\text{V}$  zum Einsatz kommen.

### 3.2.3 Vollhybrid

Fahrzeuge die als Vollhybrid ausgelegt sind, können nur eines der beiden Antriebssysteme nutzen um nennenswerte Strecken ( $> 30 \text{ km}$ ) zurückzulegen. Der gesamte elektrische Antriebsstrang ist leistungsstärker ausgelegt und das gesamte Fahrzeugkonzept aufwändiger. Vielfach finden leistungsverzweigte Hybride mit mehreren E-Maschinen Anwendung. Für die hohen elektrischen Leistungen werden Hochspannungsbatterien mit entsprechenden Kapazitäten benötigt. Dies ergibt eines der grundlegenden Probleme von HEV und EV, die geringe gravimetrische Energiedichte der elektrischen Speicher und die damit einhergehenden Herausforderungen hinsichtlich Package {siehe Glossar}.

### 3.2.4 Plug- In- Hybrid – PHEV

Genaugenommen handelt es sich hierbei nicht um eine Fahrzeugkategorie, sondern um eine Erweiterungstechnologie. Plug-In (*engl. für anstecken*) weist in diesem Zusammenhang auf die Notwendigkeit hin, dass die Traktionsbatterie in Fahrpausen zum Wiederaufladen an der „Steckdose“ angeschlossen werden muss. Als Basis dient häufig ein Vollhybrid- FZG das für den Kurzstreckenbetrieb auf rein elektrische Betriebsweise adaptiert ist. Prinzipiell wären aber ebenso alle anderen Hybrid- Kategorien denkbar. Bei näherer Betrachtung der Definitionen der einzelnen Elektrifizierungsgrade fällt jedoch auf, dass dies dem Ziel eines PHEV widerstrebt. So verfügen sowohl Mikro- als auch Mildhybrid, weder eine nennenswerte Leistung im alternativen Antriebskonzept zur VKM, noch über einen ausreichend großen Energiespeicher um größere Strecken rein elektrisch zurückzulegen. Mit Plug- In- Hybriden wird jedoch darauf abgezielt, längere Strecken bspw. im Stadtverkehr ohne Betrieb des Verbrennungsmotors zurückzulegen, um die Abgasemissionen zu verringern. Andere als Vollhybrid- Konzepte sind daher wenig sinnvoll.

Das Wiederaufladen erfolgt über das Stromnetz per Strom- Tankstelle. Auf die VKM wird nur im Betrieb mit hohen Leistungsanforderungen und für Langstrecken zurückgegriffen. Zu unterscheiden sind sie von Fahrzeugen ähnlichen Prinzips, aber höherem Elektrifizierungsgrad. Die Verwirklichung eines PHEV ist zurzeit seitens der KTM AG nicht angedacht und soll hier nicht näher behandelt werden. Als weiterführende Literatur wird auf (Wallentowitz, et al., 2011), (Hofmann, 2014) und (Tschöke, 2015) verwiesen.

### 3.2.5 Elektrofahrzeug mit Range Extender – REEV

Der Vollständigkeit halber seien abschließen noch REEV erwähnt, die sich von PHEV vor allem durch den Fokus auf den elektrischen Antrieb unterscheiden. Eine Verbrennungskraftmaschine dient bei diesem Fahrzeug nur mehr der Erhöhung der Reichweite, eine mechanische Verbindung zu den Antriebsrädern besteht nicht mehr. D.h. REEV sind serielle Hybrid-FZG, wobei der Schwerpunkt des Verbrennungsmotors in der Verringerung der Emissionen durch Optimierung für einen Betriebspunkt liegt. Hier finden verstärkt Alternativen zum klassischen Hubkolbenantriebwerk, wie Rotationskolbenmotoren, 2T- Motoren, Brennstoffzellen etc. Anwendung (Eichlseder, et al., 2016).

Auf die KTM AG umgelegt würde dies beispielsweise die Ausstattung des am Markt erhältlichen Elektrofahrzeuges KTM Freeride E mit kleinen Motoren aus eigenem Hause bedeuten. Dies erscheint angesichts vieler vorhandener Komponenten als naheliegender Schritt, soll im Rahmen der vorliegenden Masterarbeit aber nicht näher beschrieben werden.

### 3.3 Rekuperieren von Bremsenergie

(Bletz, et al., 2012)

Während eines Bremsvorganges wird die kinetische Energie des Fahrzeuges hauptsächlich in Wärme mit Hilfe der Reibung an den Betriebsbremsen und der Motorbremse umgewandelt. Systeme zum Rekuperieren von Bremsenergie ermöglichen die Wandlung in eine speicherbare Energieform um zu einem anderen Zeitpunkt wieder für den Vortrieb des Fahrzeuges zur Verfügung zu stehen. Dazu wird eine E- Maschine zwischen motorischem und generatorischem Betrieb umgeschaltet. Hierbei steht prinzipiell eine Vielzahl an Energiespeichern zur Verfügung. In der Automobilbranche erfolgte eine Fokussierung auf elektrische Hybridantriebe und hydraulische, pneumatische oder Systeme mit Schwungradspeichern stellen in der Serienfertigung eine Ausnahme dar. Aus diesem Grund sollen die Ausführungen hier auf elektrische Systeme beschränkt bleiben, insbesondere vor dem Hintergrund der stark eingeschränkten Bauraumverfügbarkeit für die Größe des Energiespeichers am Motorrad.

#### 3.3.1 Limitierung des Rekuperationspotentials

Das hohe Energieangebot bei einer Verzögerung, im Speziellen aus höheren Geschwindigkeiten, kann mit der derzeitigen Technologie jedoch nicht vollständig zum Laden der Traktionsbatterie verwendet werden. Das begrenzende Element stellt dabei die Traktionsbatterie selbst dar. Ursächlich dafür sind neben einer bestehenden teilweisen Ladung, die Faktoren maximaler Ladestrom, Generatorleistung und Bauteilschutzaspekte. Bei Integration eines Rekuperationssystems über das Hinterrad ist ein großer Anteil des Rekuperationspotentials nicht nutzbar, da die Sicherstellung der Haftung des Reifens absolute Priorität genießt. In Unterkapitel 2.1 wurde bereits auf die unterschiedlichen Radlasten und deren Verlagerung während der Fahrt eingegangen.

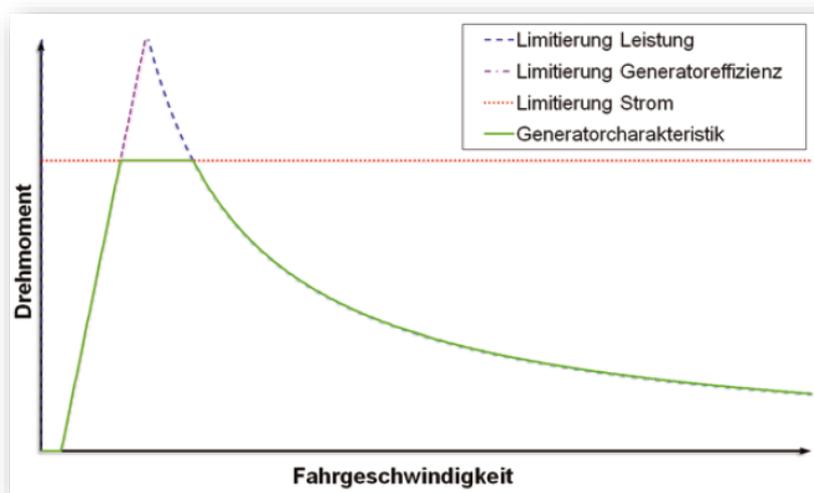


Abbildung 3-9; Generatorkennlinie mit Limitierungen; (Bletz, et al., 2012) S. 449

In Abbildung 3-9 ist ersichtlich, dass mit abnehmender Geschwindigkeit die auftretenden Drehmomente seitens des Generators zunächst zunehmen um nach einer Plateaubildung wieder stark abzufallen. Bei einem konstanten erforderlichen Bremsmoment am Rad würde dies schwankende Anteile seitens der Betriebsbremse benötigen, um das Leistungspotential des Generators bestmöglich zu nutzen.

### 3.3.2 Auswirkungen auf Bremsverhalten und Charakteristik

Wie im obigen Punkt bereits kurz erwähnt wirkt sich die Realisierung eines Rekuperationssystems auf die Bremscharakteristik aus. Bei aktuell verwirklichten Bremssystemen ist es der Fahrer gewöhnt, über den händisch aufgebauten Druck am Bremshebel die Verzögerung des Fahrzeuges wunschgemäß anzupassen. Eine lineare Charakteristik am Bremshebel ist dabei entscheidend für die Dosierung und Akzeptanz die seitens des Fahrers.

Bei Motorrädern mit getrennten Bremssystemen für Vorder- und Hinterrad regelt der Fahrer die Bremskraftverteilung. Am Markt befinden sich ebenso Systeme, bei denen bei Betätigung des Bremshebels das Hinterrad gebremst wird ohne den Fußbremshebel zu betätigen. Hierbei stellt ein Rekuperationssystem einen Eingriff in die Bremskraftverteilung dar.

Auf die näheren Auswirkungen seitens der Regelungstechnik für das Bremssystem soll hier nicht eingegangen werden.

## 4 Fragestellungen bei der Anwendung von PKW-Konzepten auf Motorräder

### 4.1 Herausforderungen bei Rekuperation

Wie unter Abschnitt 2.1.2 bereits erwähnt, treten am Motorrad hohe dyn. Radlastschwankungen im Fahrbetrieb auf. Diese haben unmittelbaren Einfluss auf die Größe der übertragbaren Kräfte im Latsch {siehe Glossar}. So ergibt sich die Tatsache, dass bei einer Fahrzeugverzögerung eine Verlagerung der Radlast zum Vorderrad auftritt, was eine Positionierung eines E-Motors/Generators am Vorderrad sinnvoll erscheinen lässt. Bei Beschleunigungsvorgängen hingegen verlagert sich die Radlast verstärkt nach hinten, wodurch die übertragbare Zugkraft am Vorderrad sinkt. Innerhalb dieses Zielkonfliktes gilt es ein sinnvolles und vom Aufwand vertretbares System zu finden.

Da E- Motor/Generator als Radnabenantrieb die ungefederten Massen stark erhöhen, gilt es Komfortaspekte mitzubetrachten. Zusätzlich stellt sich bei vorderradgebundenen Systemen die Frage der Energieübertragung vom Speicher zum Antrieb ohne Lenkung und Federung einzuschränken.

Die Abschätzung der verfügbaren Haftungsreserven bei einem Bremsvorgang in Schräglage, ist auch für den Profifahrer im Rennsport eine Gratwanderung, die immer wieder zu Stürzen führt. Ein plötzliches Einsetzen des Rekuperationsvorganges in Schräglage mit ähnlichen, wenngleich geringeren Kräften, stellt damit eine Gefahrenquelle dar. Abhilfe schafft bei KTM- Motorrädern das MSC- System der Firma BOSCH. Umgangssprachlich als Kurven- ABS oder Schräglagen- ABS für Motorräder bezeichnet, dienen sie zur Ermöglichung des Bremsens in Schräglage bei eklatanter Herabsetzung der Sturzgefahr.

Motorradreifen zeichnen sich durch eine runde Außenkontur der Lauffläche quer zur Laufrichtung aus. Reifen für mehrspurige Fahrzeuge weisen dagegen einen näherungsweise rechteckigen Querschnitt auf. Die Anpassung des Querschnittes ist der fahrphysikalischen Notwendigkeit bei Schräglage des Fahrzeuges bei Kurvenfahrt geschuldet. Auf den Latsch bewirkt dies eine Abhängigkeit von Größe und Form bezüglich des Wankwinkels und damit der Geschwindigkeit des Motorrades. Daraus ergeben sich Änderungen in der Größe der übertragbaren Reibkräfte. Zusätzlich erfährt der dynamische Reifenradius eine Änderung in Abhängigkeit der Schräglage und der Latsch wird aus der Radmitte bewegt, wie anhand der Abbildung 4-2 zu sehen ist.



Abbildung 4-2; Latsch und Radaufstandspunkt bei Kurvenfahrt, Bild KTM 1290 SUPER DUKE R (KTM AG, 2017)

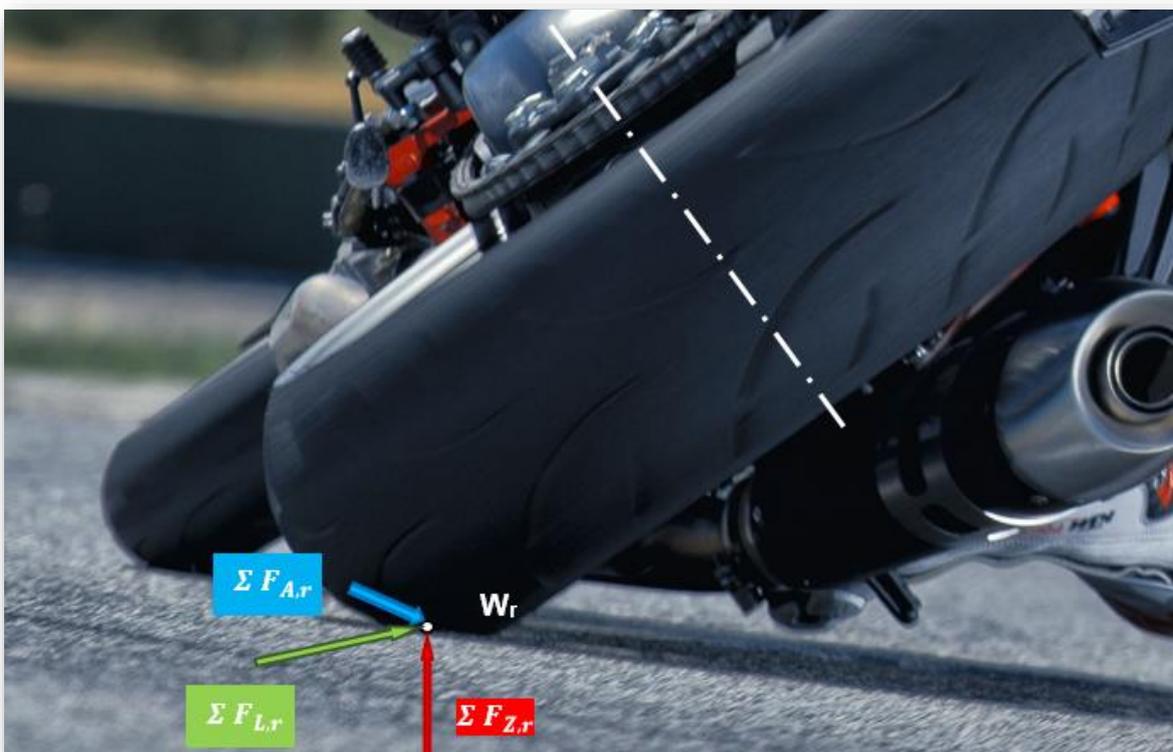


Abbildung 4-1; vertikale, longitudinale und laterale Gesamtkräfte im Latsch des Hinterrades, Bild KTM 1290 SUPER DUKE R (KTM AG, 2017)

Es ergeben sich eine Vielzahl an Einflussgrößen, die die Ermittlung der vorhandenen Haftung zur Übertragung von Längs- und Seitenführungskräften erschweren. Das BOSCH MSC- System errechnet anhand eines Reifenmodells die noch verfügbaren Reserven zur Kraftübertragung. Die Veranschaulichung der Kräfte im Latsch erfolgt in Abbildung 4-1, die jedoch wegen der Übersichtlichkeit nur jene des Hinterrades zeigt.

Als Längskräfte  $\Sigma F_{A,r}$  treten prinzipiell Kräfte aus Antrieb und Bremsung (Verbrennungsmotor, Rekuperationseinrichtung und Betriebsbremse) auf. Kräfte zufolge der Rekuperation gehen mit Phasen der Verringerung der Fahrgeschwindigkeit und/oder Bergabfahrt einher. Gleichzeitig erfolgt die Seitenführung des Rades mit einer lateralen Kraftkomponente  $\Sigma F_{L,r}$ .

Als Normalkraft  $\Sigma F_{z,r}$  tritt die Reifenaufstandskraft in Erscheinung.

Wie bereits im Kapitel 2 erwähnt wurde, ist die Aufrechterhaltung der Haftung zu jeder Zeit zu gewährleisten. An ein MSC- System für Motorräder mit Hybridantrieb ist deshalb die Anforderung zu stellen, die zusätzlich auftretende Kraftkomponente bei Rekuperation in ausreichender Genauigkeit und Berechnungsgeschwindigkeit zu berücksichtigen.

Die allgemeine Situation am Motorradmarkt kann im Hinblick auf MSC- Systeme folgendermaßen zusammengefasst werden.

Der überwiegende Teil von Motorrädern der Kategorie Superbike, die die Plattform für den Rennbetrieb darstellen, verfügt bereits über Systeme zur Kontrolle der Fahrstabilität. Hier kommen je nach Fahrzeughersteller und Leistungsklasse des Fahrzeuges unterschiedliche Umfänge von MSC- Systemen zum Einsatz. Im Gegensatz zu den folgenden Motorradtypen sind diese auf die Anwendung im Rennbetrieb zugeschnitten und bieten vergleichsweise geringe Sicherheitsreserven, zu den Einrichtungen die im öffentlichen Straßenverkehr zur Anwendung kommen.

Unbekleidete Motorräder für den Straßenbetrieb, die sehr oft der Kategorie Superbike entstammen, verfügen insbesondere bei leistungsstarken FZG über ähnliche Vorrichtungen und Systeme. In dieser Kategorie „Naked Bike“ bieten die Hersteller vielfach mehrere Abstufungen bzgl. Leistung und Hubraum, sodass auch Modelle für Einsteiger verfügbar sind. Für leistungsschwache Fahrzeuge werden MSC ähnliche Systeme größtenteils nur optional oder nicht angeboten. Selbiges trifft auf den teil- oder vollverkleideten Pendanten zu. Die Kategorie der Reisemotorräder überspannt ebenso eine große Bandbreite an Motorleistungen, auf die die Situation der Naked Bikes übertragbar ist. Zu der Motorrad Kategorie der Chopper und Cruiser liegen indes keine genauen Informationen vor. Zu den Kunden der MSC von BOSCH zählen mit Stand Oktober 2017 jedoch alle weltweit namhaften Motorradhersteller.

## 4.2 Hydraulik

Stufenautomat-, Doppelkupplungs-, und Stufenlosgetriebe verwenden bei der Anwendung im Automobil elektro- hydraulische Systeme zu Steuerung und Betätigung der Getriebeelemente. In AT werden neben den zahlreichen Lamellenkupplungen, die Bremsen sowie die Parksperre hydraulisch betätigt. DCT verwenden ebendiese Systeme zur Betätigung beider Kupplungen und der Schaltgabeln zur Vorwahl bzw. Einlegen des Ganges. Im PKW verbaute stufenlose Getriebe nutzen hydraulische Systeme im größeren Umfang. Neben der Einstellung des betriebspunktabhängigen Anpressdruckes bspw. von Gurt und Gurtscheiben bei Umschlingungsgetrieben bis hin zur Kraftübertragung durch Nutzung des elasto- hydro- dynamischen Effektes. Weiterführende Informationen hierzu finden sich in (Kirchner, 2007) und (Naunheimer, et al., 2007).

Bereits heute wird zur Betätigung der Kupplung bei Motorrädern ein sehr einfaches hydraulisches System verwendet. Aufgrund des zu erwartenden höheren Gewichtes gegenüber rein elektrischen Komponenten sowie der Anforderung ständig einen Teil der Motorleistung für die Erzeugung des nötigen Betriebsdruckes bereitzustellen, wäre es von Vorteil auf größere hydraulische Systeme weitestgehend zu verzichten. Dazu kommt, dass abgesehen von hydraulischen Betätigungskomponenten, keine Erfahrung beim Entwurf elektro- hydraulischer Steuerungseinheiten bei der Fa. KTM vorhanden ist, da im Motorradbau die Notwendigkeit für hydraulische Systeme bisher nicht bestanden hat.

## 4.3 Wählhebel

### 4.3.1 Ist-Stand der Fahrzeugsteuerung

Am Motorrad erfüllt bereits heute jede menschliche Gliedmaße zumindest eine Funktion der Fahrzeugsteuerung. Die rechte Hand/Arm kann mit den Funktionen Drosselklappensteuerung, Betätigung der Betriebsbremse am Vorderrad, Bedienung eines ev. vorhandenen Tempomaten und dem Einstellen des Lenkwinkels in Zusammenspiel mit dem linken Arm als ausgelastet betrachtet werden. Die linke Hand/Arm betätigt neben der Kupplung bei MT, den Fahrtrichtungsanzeiger, die Beleuchtung sowie im Bedarfsfall Hupe und Lichthupe. Die Bedienung des Fahrzeugmenüs wird ebenso mit der linken Hand bewerkstelligt. Hier muss jedoch angemerkt werden, dass nahezu alle Bedienelemente der linken Hand nur kurzzeitige Handlungen erfordern oder die Empfehlung seitens der Fahrzeugdokumentation besteht, diese nur im Stillstand zu verwenden.

Mit dem rechten Fuß wird die Betriebsbremse für das Hinterrad und mit dem linken der Wählhebel für das MT betätigt.



Abbildung 4-3; Bedieneinheiten am Lenker, Bilder (KTM AG, 2017)

### 4.3.2 Wählhebelanwendung am Motorrad

Wählhebel für AT in PKW beinhalten heute neben der Fahrstellung (D – „Drive“), Rückfahrstellung (R – „Reverse“) eine Neutralstellung oder Leergang (N – „Neutral“) und eine Parkstellung (P – „Park“). Vielfach bieten die Fahrzeughersteller ferner eine Stellung für sportliches Fahren (S – „Sport“) in Verbindung mit manuell, sequentieller {siehe Glossar} Betätigung an.

Am Motorrad entfällt für die meisten FZG – aufgrund des geringeren Gewichtes – die Notwendigkeit für einen Rückwärtsgang, da das Rangieren üblicherweise vom Fahrer durchgeführt wird. Neben den Fahrstellungen ist ebenso eine Neutralstellung erforderlich. Die Parkstellung mit einzulegender Parksperre wird unter 4.4 separat besprochen. Da die einzelnen Getriebemodi ohnehin nur ein explizites Betriebsprogramm der Getriebesteuerung aufrufen, besteht die Möglichkeit dies über einen per Hand erreichbaren Schalter zu bewerkstelligen. Für die manuell, sequentielle Bedienung gibt es eine Vielzahl an Möglichkeiten. Neben der Beibehaltung des klassischen Fußwählhebels unter Ausstattung mit Gangsensoren, gibt es die Möglichkeit eine Art Schaltwippe am Lenker anzubringen. Die Möglichkeit zweier Schalttasten die mit linkem Daumen und Zeigefinger zu bedienen sind, weisen bereits mehrere am Markt befindliche Fahrzeuge auf.

#### 4.4 Parksperre

Bei AT stellt sich, wie bei DCT, im PKW- Bereich die Frage nach der Sicherung des Fahrzeuges im Stillstand. Der hydrodynamische Wandler kann im Stillstand keine Kräfte übertragen und alle Kupplungen bzw. Bremsen sind ohne Druck im Hydrauliksystem geöffnet. DCT legen ebenfalls bei Stillstand des Motors keinen Gang ein. Beiden Systemen ist damit gemein, dass die innere Reibung der VKM nicht zur Sicherung des Fahrzeuges gegen wegrollen genutzt werden kann. In der Literatur (Kirchner, 2007), (Naunheimer, et al., 2007), (Fischer, et al., 2012) finden sich zahlreiche ausgeführte Beispiele und weiterführende Information.

Die Anwendung o.a. Getriebekonzepte bringt zwei zentrale Fragestellungen mit sich; Zum einen bewirkt der große Gewichtsunterschied von PKW und Motorrad, dass Motorräder mit stehendem Motor und abgesehenem Fahrer rangiert werden können. Währenddessen werden PKW nahezu immer mit ihrem Antriebsmotor bewegt. Mit Parksperren- System müsste für Rangiertätigkeit, zumindest die Zündung in Betrieb genommen werden. Zum anderen werden Motorräder auf annähernd ebenem Untergrund fast immer mit dem Getriebe in Neutralstellung abgestellt. Diese Thematik ist bei der Auslegung auf alle Fälle zu berücksichtigen. Die Lösung eines am Markt befindlichen FZGs sieht die Umfunktionierung des Kupplungshebels zur manuellen Feststellbremse vor.

Des Weiteren bestünde die Möglichkeit die Parksperre über die Lenkersperre des Zündschlosses zu aktivieren, da mit eingelegter Lenkersperre Rangierbewegungen ohnehin kaum möglich sind, da das Vorderrad zu einem Endanschlag des Lenkers hin, eingelenkt wird.

#### 4.5 Bordnetz für FZG mit hybridisierten Antriebssträngen

Eine Fragestellung bei der Hybridisierung des Antriebsstranges die es zu klären gilt, ist jene der Bord-Netzspannung. (Reif, 2010), (Fischer, et al., 2012) und (Hofmann, 2014) widmen sich bereits sehr früh dieser Thematik, da die heutigen 14V- Bordnetze bei Automobilen aufgrund der fortschreitenden Elektrifizierung immer näher an ihre Auslastungsgrenzen gebracht werden.

Die heute in Motorrädern verbauten Starter leisten  $\sim 900W$ , der Generator  $450W$  elektr. Leistung, wie das Beispiel der KTM 1290 SUPER DUKE GT zeigt (KTM AG, 2016). Für die benötigten Leistungen in Boost- Funktionen, ist das elektrische System von Motorrädern heute nicht ausgelegt. Neben den bereits unter 3.2.2 angeführten Aspekten, gilt es die mit dem Grad der Hybridisierung steigenden Kosten zu betrachten. Die Einführung zusätzlicher Komponenten für höhere Bordspannung, stellt wegen der geringeren Stückzahlen im Zweiradbereich ein nicht zu unterschätzendes Hindernis dar. Da sich diese Masterarbeit hauptsächlich der Simulation mechanischer Lösungsansätze des Themas Hybridisierung widmen soll, werden die elektr. und elektronischen Komponenten hier nur kurz erwähnt.

(Reif, 2010), (Hofmann, 2014) und (Tschöke, 2015) skizzieren mehrere relevante Bordnetzstrukturen, wie sie für die Anwendung im Zweirad in Frage kämen. Der Aufbau der Traktionsbatterie sowie ein erforderliches Batteriemanagementsystem werden ebenso besprochen.

Die Einführung eines Start-/Stopp-Systems benötigt Änderungen in der elektrischen Anlage von Zweirädern. Von den nötigen Sensoren für ein Start-/Stopp- System ist eine Vielzahl am Motorrad bereits verfügbar. Gangsensoren sowie Schalter zur Erkennung einer betätigten Kupplung, gehören zur standardmäßigen Ausrüstung nahezu aller heute gebauten Straßenmotorräder. Die Implementierung von Routinen für die Steuergeräte stellt nur ein geringes Hindernis dar.

Das oftmalige Wiederanlassen des Motors gestaltet die Auslegung der Lebensdauer einzelner Komponenten kritischer. Ebenso erhöht sich die Anzahl der Lade- und Entladezyklen der Fahrzeugbatterie.

Betrachtet man Zweiräder und Automobile im Vergleich, so fallen die signifikant verringerten Anforderungen an die elektrische Anlage bei Ersteren auf. Die immer weiter fortschreitende Elektrifizierung des Automobils führt zur Einbindung zahlreicher Funktionen wie Klimakompressor, Lenkungsunterstützung, Sicherheitssysteme, Unterhaltungselektronik uvm. in das Fahrzeug, das im Motorradbau in diesem Umfang nicht gegeben ist.

Im Automobilbau wird die Obergrenze der Leistung der elektrischen Anlage mit  $\sim 3000W$  in der Literatur angeführt. Bei einem  $14V$ - Bordnetz stellen sich aufgrund dessen Stromstärken von bis zu  $250A$  ein. Dies stellt die praktische Grenze für elektr. Ströme in Fahrzeugen dar. Als begrenzende Größe kann die Stromdichte in den elektrischen Leitungen angeführt werden. Die Möglichkeit die Leitungsquerschnitte zu erhöhen, bewirkt einen Anstieg des verbauten Gewichtes der elektrischen Anlage. Damit einher geht eine Zunahme von Kosten für die Leitungen im FZG. Des Weiteren tritt aufgrund des Leitungsquerschnittes bei zunehmender Erhöhung des Stromes eine Erhöhung des Spannungsabfalles auf. Dieser bewirkt eine Verringerung, der ohnehin geringen Speisespannung von  $\sim 14V$  seitens der Batterie. Ferner nicht zu vernachlässigen ist in diesem Zusammenhang, die Erwärmung der elektr. Leitungen.

Der Generator in Motoren der KTM LC8 Baureihe weist eine Dauerleistung von  $450W$  auf. Aufgrund der Erweiterung von elektr. Funktionen die auch im Motorradbau Einzug gehalten hat, ist zurzeit eine Erhöhung der generatorischen Leistung angedacht. Am Beispiel der KTM 1290 SUPER DUKE GT lässt sich zeigen, dass die verbaute Batterie über eine Nennkapazität von  $11,2Ah$  verfügt, die um rund eine Zehnerpotenz geringer ist, als jene in Automobilen.

Spätestens ab der Einführung von Mikro- Hybriden mit Boost- Funktion erscheint die Anhebung der Bordnetzspannung als sinnvoll, um ansprechende Leistungen für ebendiese realisieren zu können. Dies bringt die Thematik mit sich, dass zwei Bordnetzspannungen im Fahrzeug realisiert werden müssen, da die Steuerelemente, Zündanlage und Beleuchtung auf dem bisherigen  $14V$ - System beruhen und aus Kosten- und Verfügbarkeitsgründen eine generelle Änderung der Bordspannung nicht realistisch ist. In vorigen Abschnitten wurden bereits die sicherheitsrelevanten Anforderungen über  $48V$ - Bordspannung kurz angesprochen. Bei Spannungen über  $60V$  kann es bei der Berührung spannungsführender Teile zu Stromstärken im Bereich der Lebensgefahr für den Menschen kommen. Dies führt zu höheren Anforderungen seitens der Isolierung des Bordnetzes. Darüber hinaus ist die Verwendung der Karosserie als Minuspol nicht mehr möglich, weshalb zusätzliche Leitungen erforderlich sind, um den elektrischen Kreis höherer Bordspannung vollständig zu isolieren. Richtlinien der Elektrotechnik und Elektronik führen dazu aus, dass eine Isolierung bei Stromkreisen unter  $25V$  nicht erforderlich ist (DIN VDE 0100-410:2007-06). Seitens des Gesetzgebers besteht darüber hinaus die Verpflichtung, dass Mitarbeiter die mit der Montage und Wartung elektrischer Anlagen für Niederspannung betraut sind, eine entsprechende Qualifikation aufweisen müssen (OVE R 16:2017-12-01).

Abhängig vom Grad der Hybridisierung bestehen unterschiedliche Anforderungen an die Leistungs- und Energiespeicherfähigkeit des Systems. So führen sowohl (Reif, 2010) als auch (Tschöke, 2015) an, dass ab Mildhybriden ein eigenes Traktionsbordnetz mit höheren Spannungen erforderlich ist. Um den Generator für das Standard- Bordnetz einzusparen, besteht die Möglichkeit, dass ein DC/DC- Wandler in der Systemarchitektur verbaut wird. Zweckmäßigerweise wird der Starter bzw. der ISG im Bordnetz der höheren Spannung integriert. In der bereits heute am Markt befindlichen KTM E-Ride Baureihe finden zwei getrennte Bordnetze Anwendung.

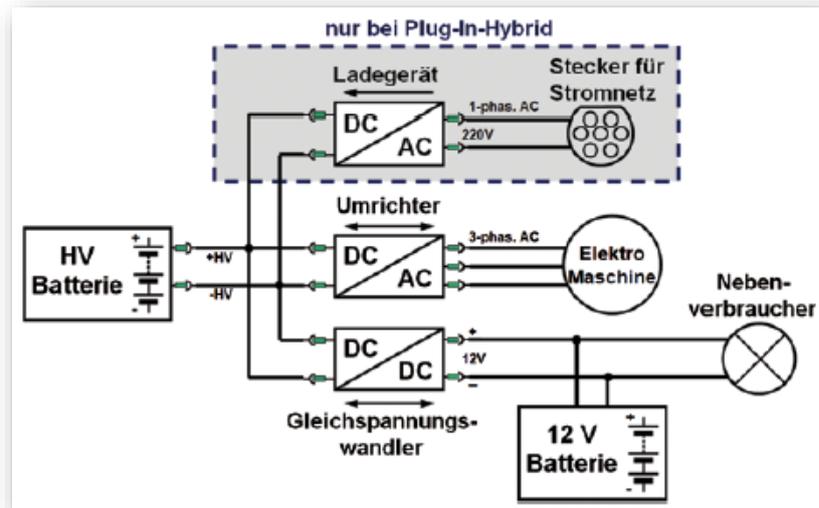


Abbildung 4-4; Bordnetz- Architektur für unterschiedliche Spannungen; (Hofmann, 2014) S. 200

Generell ist die Implementierung eines Batteriemanagementsystems erforderlich, um zum einen den Ladungszustand der Batteriezellen zu erfassen und bei zu geringen Zellspannungen die Start-/Stopp- Funktion zu deaktivieren, da ansonsten der Start des Motors nicht sichergestellt werden kann. Zum anderen ist es erforderlich sowohl Temperatur, als auch Betriebszustände zu erfassen, die zu einer Schädigung der Zellen führen könnte.

## 5 Modelle und Simulation von Getriebekonzepten

In den vorangegangenen Kapiteln wurde bereits auf eine Vielzahl an literarischen Werken zum Thema Getriebe, alternative Getriebekonzepte und Hybridisierung verwiesen. Im Allgemeinen kann jedoch festgestellt werden, dass wissenschaftliche Untersuchungen und technisch ausgeführte Konzepte kaum auf Anwendbarkeit im Motorrad eingehen. Um die Auswirkungen von Veränderungen im Antriebsstrang, wie Getriebekonzept, Ganganzahl, Übersetzungen, Spreizung, uvam. auf die Untersuchungsfelder dieser Masterarbeit analysieren zu können, war es nötig auf eine CAE- Software zurückzugreifen. Da die Firma KTM zu Beginn dieser Masterarbeit bereits über die CAE- Anwendung der Firma Gamma Technologies, LLC. verfügte, wurde mit den Betreuern beschlossen diese im Rahmen der Masterarbeit zu verwenden. Für nähere Informationen zum Software- Paket GT SUITE wird an dieser Stelle auf den Anhang B verwiesen.

Die theoretischen Grundlagen und Begriffe die zur Erläuterung oder in Zusammenhang mit der Verbrennungskraftmaschine verwendet werden, sind im Anhang erläutert.

### 5.1 Fahrzeugmodelle

Wie bereits mehrfach erwähnt sollen sämtliche Untersuchungen anhand des Referenzfahrzeuges KTM 1290 SUPER DUKE GT stattfinden. Um die anschließende Validierung zu erleichtern, wurde zunächst ein einfach aufgebautes Fahrzeugmodell erstellt.

Zur Erleichterung des Einstieges in das Programm werden seitens GT, Example- Files zur Verfügung gestellt, die solide Grundfunktionen wie bspw. Regeln zur Schaltpunktdarstellung für Homologations-Zyklen oder einfachste Fahrzeugmodelle umfassen.

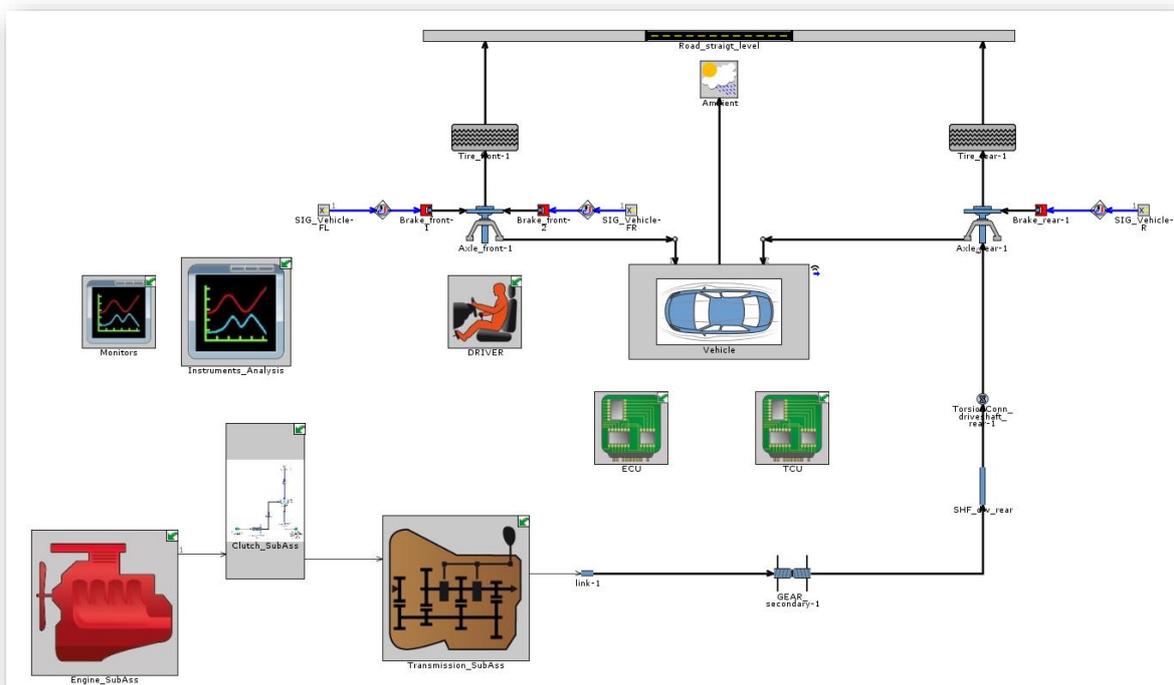


Abbildung 5-1; Basismodell KTM 1290 SUPER DUKE GT; vergrößerte Darstellung im Anhang

Abbildung 5-1 zeigt das aus Bauteil- Templates zusammengestellte Modell des Gesamtfahrzeuges. Die mechanischen Verbindungen werden mit schwarzen, Verbindungen zur Ansteuerung mit blauen Pfeilen gekennzeichnet.

Die Bezeichnung SubAss weist auf eine Unterbaugruppe (*engl. sub-assembly*) hin, dessen Inhalt in einer Darstellungsebene im Hintergrund verborgen ist.

Mittels des Vehicle- Templates werden die grundlegenden Daten des Fahrzeuges, wie Masse, Schwerpunktlage, Lage der Achsen zum Schwerpunkt und die Fahrwerksgeometrie festgelegt. Darüber hinaus werden im Fahrzeug- Template Luftwiderstands- und Aufriebsbeiwerte definiert. Über „Axle“- Bauteile werden Räder, Bremsen sowie der Antriebsstrang mit dem Fahrzeug verbunden. „Road“ und „Ambient“ bieten die Möglichkeit, äußere Einflüsse festzulegen. Dazu sind beispielsweise Steigung und Kurvenverlauf der Straße, Fahrbahnbeschaffenheit sowie Temperatur, Luftfeuchtigkeit und Höhenlage über dem Meer zu zählen.

Zur weiteren Peripherie des Fahrzeugmodelles zählt der virtuelle Fahrer. Mit Hilfe des „Driver“ wird eine Vielzahl an Parametern festgelegt. Hierzu gehören neben der Steuerung der Bedienhebel, wie Bremse, Kupplung, Schaltung und Gasdrehgriff – die hier fiktiv ausgeführt werden – die Festlegung des Fahrprofils. Das Zusammenspiel der Bedienhebel während des Anfahr- und Schaltvorganges wird ebenso definiert. Die mit dem Driver- Template generierten Signale dienen in weiterer Folge der Steuerung von VKM, Getriebe und Kupplung in starker Anlehnung an jene Rolle, die auch ein menschlicher Fahrer zu erfüllen hat. Für eine detailliertere Erklärung des Driver- Templates wird auf den Anhang B verwiesen. Sich in allen Gesamtfahrzeugmodellen mit nur geringen Änderungen wiederfindende Unterbaugruppen, werden ebenfalls im Anhang beleuchtet. Von besonderer Wichtigkeit ist die Definition des Antriebsaggregates, dem mit 5.3 ein eigenes Unterkapitel gewidmet wird. Da das Getriebe Hauptgegenstand der Untersuchungen ist, werden die Änderungen in den jeweiligen Abschnitten laufend erläutert.

### 5.1.1 Basismodell für #MT

Der grundsätzliche Aufbau des Basismodelles wurde bereits in Abbildung 5-1 gezeigt. Hierbei wurde das Example- File von GT SUITE mit den Werten der KTM 1290 SUPER DUKE GT ergänzt und der mechanische Aufbau verändert. Wie zu sehen ist, ist das Getriebe (6MT) als Black- Box definiert. In einer Eingabemaske (Abbildung 5-2) werden die Übersetzungen, Wirkungsgrade, Trägheiten und die Dauer des Schaltvorganges der jeweiligen Stufen definiert. Somit ermöglicht die Erstellung von Getriebe- Referenzdatein

Attribute	Unit	Gear #1	Gear #2	Gear #3	Gear #4	Gear #5	Gear #6
<b>Main</b>							
Gear Ratio		[gear1]...	[gear2]...	[gear3]...	[gear4]...	[gear5]...	[gear6]...
In-Gear Efficiency		0.98202...	0.99014...	0.99076...	0.99234...	0.99135...	0.99125...
Friction Torque	N-m	ign...	ign...	ign...	ign...	ign...	ign...
<b>Inertias</b>							
Input Moment of Inertia	kg-mm <sup>2</sup>	748.808478...	773.413102...	746.441995...	730.040718...	1036.24884...	1087.60313...
Output Moment of Inertia	kg-mm <sup>2</sup>	1756.85131...	1608.86437...	1497.06525...	1400.30078...	929.875011...	860.651536...
<b>Gear Transitions</b>							
Gear Ratio Transition Time	s	[gear_shift...]	[gear_shift...]	[gear_shift...]	[gear_shift...]	[gear_shift...]	[gear_shift...]
Gear Ratio Transition Up		def...	def...	def...	def...	def...	def...
Gear Ratio Transition Down		def...	def...	def...	def...	def...	def...
<b>Advanced</b>							
Input Torque Multiplier for Clutched Shifting		def (=0.0)...					
Dissipated Fraction of Upshifting Energy		def (=0.0)...					
Gear Input Torque Limit	N-m	ign...	ign...	ign...	ign...	ign...	ign...

Abbildung 5-2; Getriebe- Referenz- Template des Serien- 6MT, Daten (KTM AG, 2016)

die schnelle Erzeugung neuer Modelle mit gleichbleibendem Getriebekonzept, aber wechselnder mech. Getriebekenngrößen. Für das in Serienproduktion befindliche 6MT wurden die Werte den Verzahnungsberechnungen und CAD- Daten entnommen.

Dieses Getriebe- Template bietet nicht die Möglichkeit, Drehzahlen von nicht eingelegten Zahnradstufen zu berechnen, was zur Berechnung der Relativgeschwindigkeiten aber nötig ist. Die Fragen nach der Höhe des Kraftstoffverbrauchs, der entstehenden Emissionen und der Fahrdynamik können mit ausreichender Genauigkeit beantwortet werden.

Das Modell umfasst die Simulation des Betriebes anhand von Fahrprofilen mit den zugehörigen Kriterien zur Gangwahl und Steuerung des Gangwechsels. Da die Ermittlung des KrSt- Verbrauches und der Emissionen gemäß 134/2014/EU auf Gewichtungsfaktoren beruht (siehe 6.1.1), ist eine Simulation der Stadt-, Landstraßen- und Autobahnphase für den WMTC vorgesehen. Darüber hinaus verfügt das Modell über die Möglichkeit andere Fahrprofile, wie bspw. FTP- 75 {siehe Glossar} oder KTM- interne zu simulieren. Anhand von GPS- Daten ist es möglich Rennstrecken sowie Straßen simuliert abzufahren. Für reale Strecken können neben Höhenprofilen und Kurvenverlauf auch die Daten für eingelegte Gänge und Bedienhebelstellungen eingelesen werden. Dies ermöglicht somit, die vollständige Simulation einer bereits durch einen Fahrer abgefahrenen Strecke.

Für alle Geschwindigkeitsprofile ohne spezielle Kriterien der Gangwahl ist es indes nötig, eine Schaltstrategie zu hinterlegen. Diese Tatsache führt darauf, dass zwangsläufig bei einer Änderung des Getriebekonzeptes – weg von den manuellen Schaltgetrieben – die Entwicklung einer Schaltstrategie erfolgen muss. Darüber hinaus ist diese auch für die Berechnung von firmeninternen Fahrprofilen nötig, sofern kein Gangprofil vorgegeben wird. Dieser Rolle wurde mit der Erstellung von Modellen zur Ermittlung von Schaltstrategien Rechnung getragen. Dazu wird auf die Unterkapitel 6.3 bis 6.7 verwiesen, in denen die Simulationsergebnisse einzelner Getriebekonzepte angeführt sind.

Wie bereits erwähnt sind die einzelnen Baugruppen im Anhang beschrieben. Die Änderungen die bei den unterschiedlichen Modellen vorgenommen wurden, werden anschließend beschrieben.

### 5.1.2 Modelle mit Getriebekomponenten für #MT

Für die Simulation von Verbrauch, Emissionen, an Bauteilen anliegenden Drehzahlen und Momenten sowie die Nutzungsanteile einzelner Gänge wurden in weiterer Folge ausschließlich Fahrzeugmodelle mit modellierten Getriebekomponenten verwendet. Dies erfolgte aus dem Grund, dass eine Vielzahl an Werten nur durch den detaillierteren Aufbau verfügbar gemacht werden konnte. Der wesentliche Unterschied der Modelle mit Getriebekomponenten besteht darin, dass nicht nur eine Übersetzung definiert wird, anhand derer An-/Abtriebs- Drehzahlen und Momente simuliert werden, sondern auch jene Elemente vorhanden sind, die sich aktuell nicht am Leistungsfluss beteiligen. Es ist daher möglich Drehzahlen einzelner Bauteile separat zu ermitteln. Im Hinblick auf weiterführende Untersuchungen von Synchronisierungseinrichtungen, Lebensdauerberechnung der Lager von Losrädern oder der Auslegung und Konstruktion der Klauenkupplungen bietet dies Vorteile. Ebenso ist die Ermittlung von Lastkollektiven zur festigkeitsmäßigen Auslegung möglich.

In untenstehender Abbildung 5-3 ist zunächst der Aufbau des Getriebemodells dargestellt. Für die Modellierung der seitlichen Klauenkupplungen an den Zahnrädern wurden Vorlagen für eine Synchronisationseinrichtung verwendet. Die eingestellte Synchronisationszeit beträgt  $0,1\text{ ms}$  und stellt damit in ausreichender Genauigkeit eine Klauenkupplung dar. Dieser Aufbau ermöglicht dadurch die leichte Verwirklichung von Synchronisationseinrichtungen durch die Anpassung der Werte. Auf die Darstellung und Modellierung einer Schaltwalze und den zugehörigen Klauen wurde bewusst verzichtet. Zum einen ist dies ein sehr hoher Aufwand, da die benötigten Kulissen der Schaltwalze für

jedes Getriebekonzept separat ausgelegt und modelliert werden müssen. Zum anderen wird kein Mehrwert für die Berechnung der Getriebekonzepte hinsichtlich deren Auswirkung auf KrSt- Verbrauch und Emissionen geboten. Somit werden die Klauenkupplungen mit einfachen Signalen angesteuert, die das Ein- und Ausrücken ermöglichen. Sollte es in Zukunft von Interesse sein die mech. Elemente zur Gangwahl zu modellieren, ist dies mit den GT SUITE- Applikationen ohne weiteres möglich. Die Erweiterung kann durch Verbinden der Templates ausgehend von dieser Getriebemodellierung erfolgen.

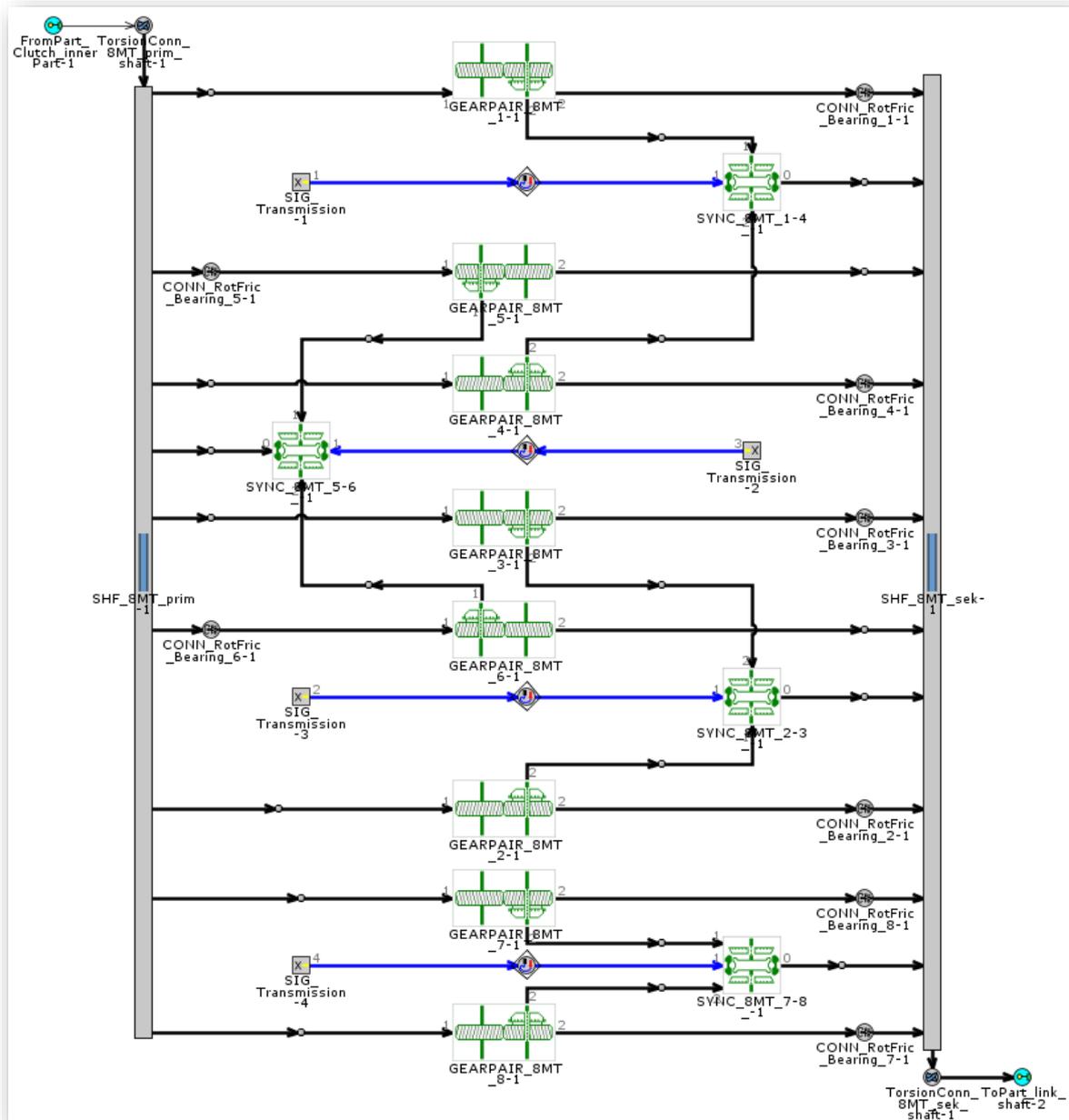


Abbildung 5-3; 8MT mit detaillierten Getriebekomponenten

Die Elemente CONN\_RotFric\_Bearing\_#-1 stellen Wälzlager innerhalb der Zahnräder dar. Diese sind entsprechend ihrer CAD- Geometrie definiert und könnten in weiteren Ausbauschritten als Schnittstelle zu Modellen für die Schmierungs- und Reibungssimulation dienen. SIG\_Transmission-#- Elemente stellen eine nicht näher definierte Quelle für Signale aus anderen Baugruppen dar. Die länglichen Bauteile am Rand sind die An- und Abtriebswelle des Getriebes und hinterlegen Geometrie, Massen und Trägheiten der Bauteile.

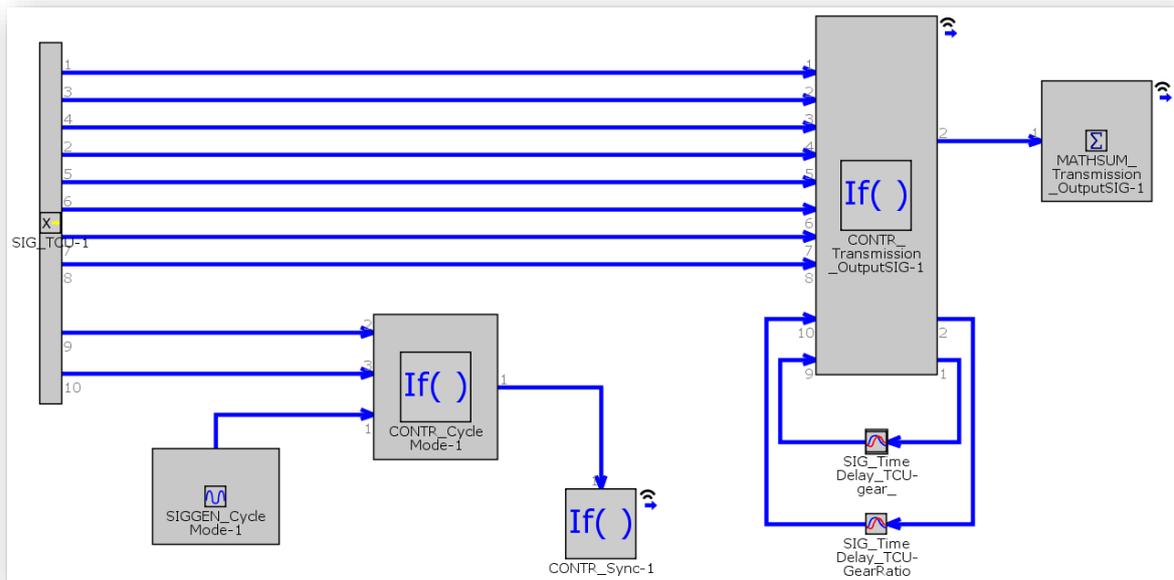


Abbildung 5-4; TCU des Modelles mit Getriebekomponenten mit blau eingefärbten Signalwegen

Die daran angeschlossenen TorsionConn\_8MT\_#\_shaft-1- Elemente, bringen die Möglichkeit zur Simulation von elastischen Wellen zufolge von Torsionsspannungen.

Abbildung 5-4 zeigt die zugehörige Steuerung der Getriebe- Bauteile und die Abfragen um alle benötigten Signale für den Fahrer und andere Teile des Fahrzeugmodells zur Verfügung stellen zu können.

Die Kanäle 1 ÷ 8 stellen der If- Abfrage das Signal der Synchronisationseinrichtungen aus obiger Abbildung zur Verfügung. Mit Hilfe der hinterlegten Übersetzungen kann so, an das Summen- Template die aktuell im Getriebe eingelegte Übersetzung weitergeleitet werden. MATHSUM\_Transmission\_OutputSIG-1 errechnet, mit den definierten Übersetzungen für Primär- und Sekundärtrieb die Gesamtübersetzung des Antriebsstranges. Die beiden Time\_Delay- Bausteine (Zeitverzögerung) sind nötig, um keine geschlossenen Signalschleifen zu erzeugen.

Die im unteren Teil sichtbare If- Abfrage, CONTR\_CycleMode-1 dient der Entscheidung, ob Kanal 9 {SIG\_Drv\_requested\_gear\_#} mit einer ermittelten Schaltstrategie oder Kanal 10 {SIG\_WMTC\_requested\_gear\_#} mit den WMTC- Schaltkriterien zur Anwendung kommt. Im CONTR\_Sync-1 werden die angeforderten Gänge in Signale zur Ansteuerung der Synchronisationselemente umgewandelt.

Der Unterschied zu den Basismodellen besteht hier in den If- Abfragen CONTR\_Transmission\_OutputSIG-1 und CONTR\_Sync-1, die dort nicht vorhanden sind.

Der Aufbau von Getriebe und zugehöriger Steuerung ist modular. Mit unterschiedlichen Anzahlen an Zahnradpaaren und Synchronisationselementen lässt sich die Anzahl an Fahrstufen beliebig anpassen. Der Aufbau von Gruppenschaltgetrieben ist durch eine entsprechende Anordnung ebenso möglich. Die Anpassung der Steuerung an die jeweiligen Anforderungen muss manuell vorgenommen werden, da das Hinzufügen oder Wegnehmen einzelner Bauteile keine automatische Veränderung in der Steuerlogik mit sich bringt.

Abschließend sei noch angemerkt, dass der Vergleich der Simulationen von Basismodell und jenem mit Getriebekomponenten keine nennenswerten Unterschiede ergab. Genau beziffert liegen sie im Bereich weniger Milliliter hinsichtlich des Kraftstoffverbrauches.

### 5.1.3 Modelle zur Schaltstrategie- Ermittlung

Im Laufe der Masterarbeit stellte sich ab dem Zeitpunkt, an dem Überlegungen hinsichtlich anderer als manuell schaltbarer Getriebe betrachtet wurden, die Frage nach der anzuwendenden Schaltstrategie. GT SUITE bietet dazu ein Analyse- Tool, das in diesem Zusammenhang in das Basismodell integriert wird. Da es sich bei der Ermittlung von Schaltstrategien um eine Rückwärtssimulation handelt, kann die Berechnung nur mit Getriebe- Templates erfolgen. Die Verwendung von Getriebebaugruppen mit den einzelnen Komponenten ist nicht möglich.

In Abbildung 5-5 wird der geänderte Modellaufbau für die Schaltstrategieermittlung gezeigt. Bei der Erstellung des Modelles traten zunächst Abstürze der Solver- Software von GT-SUITE auf. Nach Rücksprache mit dem GT Supportteam konnten diese behoben werden, allerdings sind dazu weitreichende Änderungen am Fahrzeugmodell nötig. GT SUITE benötigt zur Erkennung eines Antriebsstranges ein Differential- Template. Aus den mechanischen Anforderungen eines Differentialgetriebes ergibt sich, dass ein fiktives zweites Hinterrad definiert werden muss. Bei der Berechnung mit drei Rädern traten ebenso Probleme auf. Dies führte schlussendlich zu einem vierrädrigen Aufbau, ähnlich eines PKWs mit Standardantrieb. Die Trägheit von Bauteilen des Hinterrades und zugehörigen Antriebswellen wurde halbiert und auf das reale und fiktive Hinterrad aufgeteilt. Beim Vorderrad wurde in gleicher Weise vorgegangen. Die beiden am Vorderrad verbauten Bremsscheiben wurden je einer Fahrzeugseite zugewiesen. Da fiktive und reale Bauteile an einer Achse mit derselben Winkelgeschwindigkeit umlaufen, ist die Definition der Massenträgheit zu gleichen Teilen, nach den Gesetzmäßigkeiten der Massenreduktion, zulässig. Der Aufbau des Antriebsstranges ist im Anhang ebenso dargestellt und es wird nochmals auf die verwendeten Bauteil- Templates eingegangen.

Änderungen am Fahrer- Template erstrecken sich auf die Auswahl des Fahrermodus, um das Modell neben einem Geschwindigkeits- Zeit- Profil, ebenso mit definierten Stellungen von Gasdrehgriff und Bremshebel betreiben zu können. Des Weiteren wird die Steuerung des Getriebes über ein separates TCU- Template vorgenommen, welches zur besseren Übersichtlichkeit in der Unterbaugruppe „TCU\_SubAss“ angeordnet ist.

Neben den bereits beschriebenen Eigenheiten von GT SUITE beim Aufbau des Fahrzeugmodelles, stellte sich die Frage der Vergleichbarkeit der KrSt- Verbräuche. Wurde zunächst ein und dieselbe Schaltstrategie auch bei den #MT- Getriebemodellen verwendet, so ergaben sich Differenzen zu den Verbrauchswerten der Schaltstrategieermittlung. Der Analyseweg und die Ergebnisse werden in Abschnitt 6.3 erläutert.

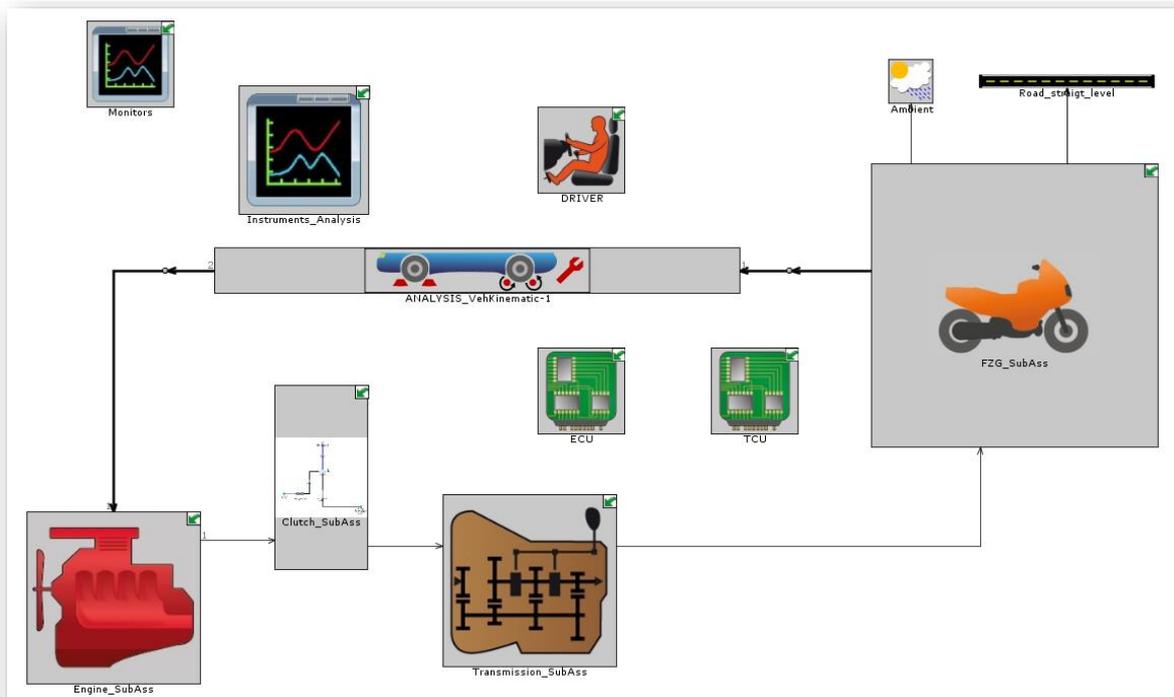


Abbildung 5-5; Modellaufbau mit Analyse-Template zur Schaltstrategieermittlung im WMTC

Die Erstellung der Schaltstrategie basiert auf den Grundlagen der statistischen Versuchsplanung DoE, auf dessen Erklärung hier bewusst verzichtet wird. Für nähere Information wird auf entsprechende Literatur (Siebertz, et al., 2010) und (Seiffert, et al., 2008) verwiesen.

Mittels DoE wird zunächst für jede Variation eines Parameters eine Schaltstrategie erstellt. Daran schließt sich zumindest eine Fahrsimulation, mit einem Fahrprofil und der neu ermittelten Schaltstrategie an. Anhand dieser Fahrsimulation ist es möglich die einzelnen Schaltstrategien in Bezug auf ihren KrSt- Verbrauch zu vergleichen. Die Analyse von mehreren unterschiedlichen Fahrprofilen lässt somit die Auswahl der angepassten Strategie für die Optimierung von KrSt- Verbrauch oder Fahrzeuglängsdynamik- Aspekten zu.

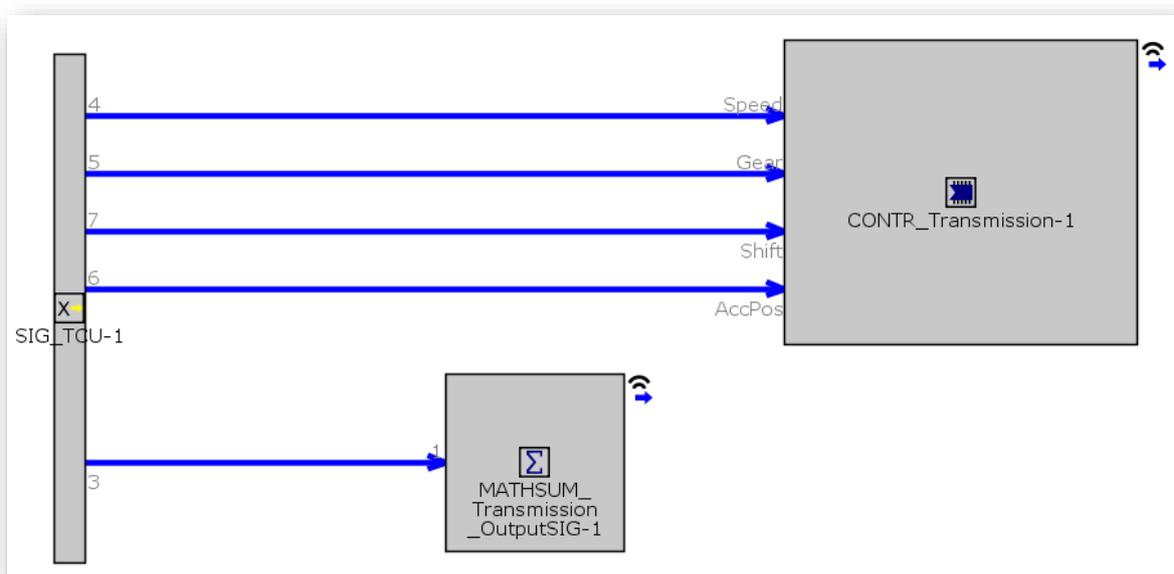


Abbildung 5-6; TCU- Baugruppe für Schaltstrategieermittlung

Über das gesamte Motorkennfeld von  $1330 \div 10000 \frac{1}{min}$  und  $0 \div 12,91 \text{ bar}$  eff. Mitteldruck, wurde eine Vielzahl an verschiedenen Schaltstrategien, entsprechend der Abstufung der Führungsgrößen erstellt. Die Anpassung erfolgt angesichts der unterschiedlich angewandten Zyklen nach den jeweiligen Gesichtspunkten. Die Ergebnisse sind ab Unterkapitel 6.3 im Hinblick auf Kraftstoffverbrauch, Emissionen und Fahrzeuglängsdynamik zusammengefasst. Die ausführlichen Ergebnisse sind im digitalen Anhang der Simulationsergebnisse zu finden.

An dieser Stelle muss noch erwähnt werden, dass bei der Variation der Übersetzungen, diese als Simulationsparameter definiert werden. Für jede Fahrstufe wurde dabei ein in Frage kommender Bereich der Übersetzung festgelegt, der unmittelbar an jenen der anderen Fahrstufen angrenzt. Diese Maßnahme war nötig um die Benennung der Gänge mit Nummer 1 für die höchste Übersetzung und anschließend steigender Nummer aber fallender Übersetzung beizubehalten. Des Weiteren sei hier angeführt, dass eine als Simulationsparameter definierte Übersetzung nicht mechanisch verwirklicht sein muss. Eine Einschränkung die Werte der Übersetzungs- Simulationsparameters der Art zu wählen, dass es diesbezüglich ein passendes Zahnradpaar gibt, ist in GT SUITE zurzeit nicht möglich.

#### 5.1.4 Modelle für #AT

Bedingt durch den Aufbau des Fahrzeuges mit einem Black- Box- Modell für das Getriebe gestaltet sich dessen Änderung einfach. Letzten Endes sind der mechanische Aufbau und die Anordnung der Bauteile, für die ausschließliche Berechnung der Übersetzungen und der daraus resultierenden Längsdynamik des Fahrzeuges sowie des Kraftstoffverbrauches nicht von Relevanz. Deshalb erfolgt bei der Definition mit Referenzdateien nur eine Änderung und Erweiterung der Einträge, wie sie in Abbildung 5-2 zu sehen ist. Die Entscheidung den Modellaufbau für Stufenautomaten mit Getriebekomponenten im Rahmen dieser Masterarbeit nicht durchzuführen, fiel im Verlauf der Arbeit. Ausschlaggebender Punkt für diese Entscheidung war der sehr hohe Aufwand für Erstellung und Validierung des Getriebemodells. Die Aussicht auf zusätzlich zu gewinnende Aussagen stand dabei in keinem Verhältnis zum Zeitaufwand für Erstellung der Modelle. Die Grundaussagen hinsichtlich Kraftstoffverbrauch, Emissionen und Fahrdynamik lassen sich mit Modellen in denen die Übersetzungen und Parameter der einzelnen Stufen hinterlegt sind, ebenso treffen. Einschränkend muss jedoch erwähnt werden, dass eventuell auftretende höhere Reibmomente nicht berücksichtigt werden. Da für Motorräder mit Stufenautomat-Konzepten jedoch keine Vergleichswerte hinsichtlich Reibung vorliegen, bietet der Aufbau detaillierter Modelle auch in dieser Hinsicht keinen Nachteil.

Seitens des Programmes GT SUITE wären die nötigen Vorlagen für den Aufbau vorhanden. Die Funktionalitäten umfassen dabei hydraulische oder pneumatische Steuerungen und deren Bauteile zur Simulation von Automat- Getrieben. Weitere Einschränkungen stellen die immer weiter steigenden Anforderungen an das Rechensystem dar. Die Berechnung von hydraulischen oder pneumatischen Systemen, wäre aufgrund der beschränkten Rechenleistung des tragbaren Computersystems, nur mit sehr hohem Zeitaufwand möglich.

### 5.1.5 Basismodelle für CVT

Ausgangsbasis bildet das Basismodell für gestufte Getriebe, siehe 5.1.1. Diesem werden die Definition des Verbrennungskraftmotors, des Antriebsstranges und der Fahrwiderstände entnommen, da sich am grundsätzlichen Aufbau des Motorrades einstweilen nichts ändern soll. Das zum Abfahren von Fahrprofilen nötige Driver- Template wird ebenso mit Änderungen bei den Gangwechselforgängen übernommen. Da CVT lediglich eine Übersetzungsänderung vornehmen, wird die Steuerung des Getriebes gänzlich in der TCU- Unterbaugruppe vorgenommen. Die im Anhang beschriebenen Steuerungen zur Fahrt im WMTC werden bei stufenlosen Getrieben nicht mehr benötigt, da die Übersetzungswahl nach den gleichen Kennfeldern – die auch im Betrieb auf öffentliche Straßen zu Anwendung kommen – erfolgt. Abfrage- Logiken zur Ermittlung der Fahrzeuglängsdynamik- Kennwerte (5.2.1) werden unverändert von den gestuften Getriebemodellen übernommen.

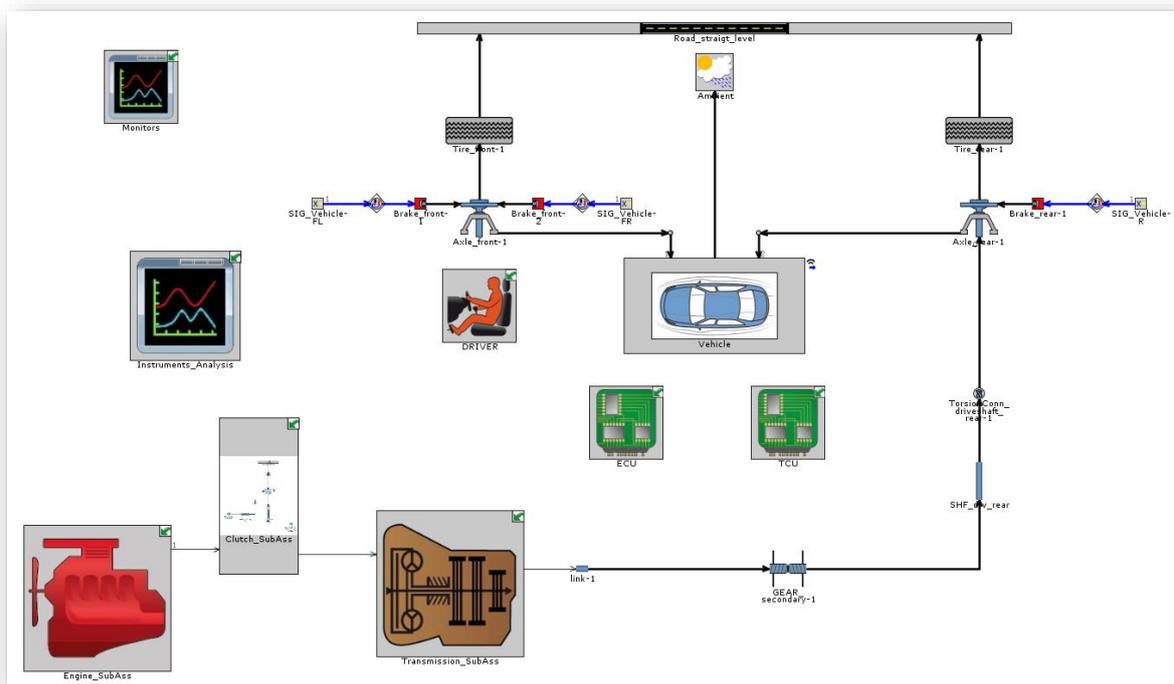


Abbildung 5-7; Überblick des Basismodells für CVT

Die Änderungen betreffen zum einen das Getriebe- Template und zum anderen die Steuerung des Getriebes in der TCU- Unterbaugruppe. Im Getriebe- Template werden die Bauteilträgheiten, der mechanische Wirkungsgrad, auftretendes Reibmoment sowie eine Verzögerungszeit des Ansprechens definiert. Ausgehend von einem initialen Übersetzungsverhältnis entnimmt GT die für den aktuellen Betriebspunkt benötigte Übersetzung einem separat definierten Übersetzungskennfeld. Dieses wird in Unterkapitel 5.5 näher erläutert. Mit Hilfe des initialen Übersetzungsverhältnisses kann in GT SUITE ein separates CVT- Übersetzungskennfeld oder die Übersetzung zu Beginn der Simulation bestimmt werden. Diese Aussage wurde seitens der Mitarbeiter des GT Supportteams getätigt, stimmt jedoch nicht vollständig mit der Programmdokumentation überein. Aus diesem Grund wurde versucht, den Einfluss dieses Parameters auf das Ergebnis – durch Variation – festzustellen. Die Simulationsergebnisse zeigten, dass keine Beeinflussung gegeben war. Somit wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit entschieden, die initiale Übersetzung mit dem Wert bei Fahrzeugstillstand (höchste Übersetzung) zu definieren. Für die Darstellung der TCU, wurde eine Logik zur Ermittlung eines Last- und eines Geschwindigkeitsparameters erstellt. Als Basis diente dafür eine Vorlage für Getriebesteuerungen, wie sie seitens GT zur Verfügung gestellt wird. Diese wurde an die Anforderungen des CVT angepasst und mit den benötigten Werten im Hinblick auf die Motorradanwendung ergänzt. Eine Abbildung der TCU- Logik findet sich nachstehend.

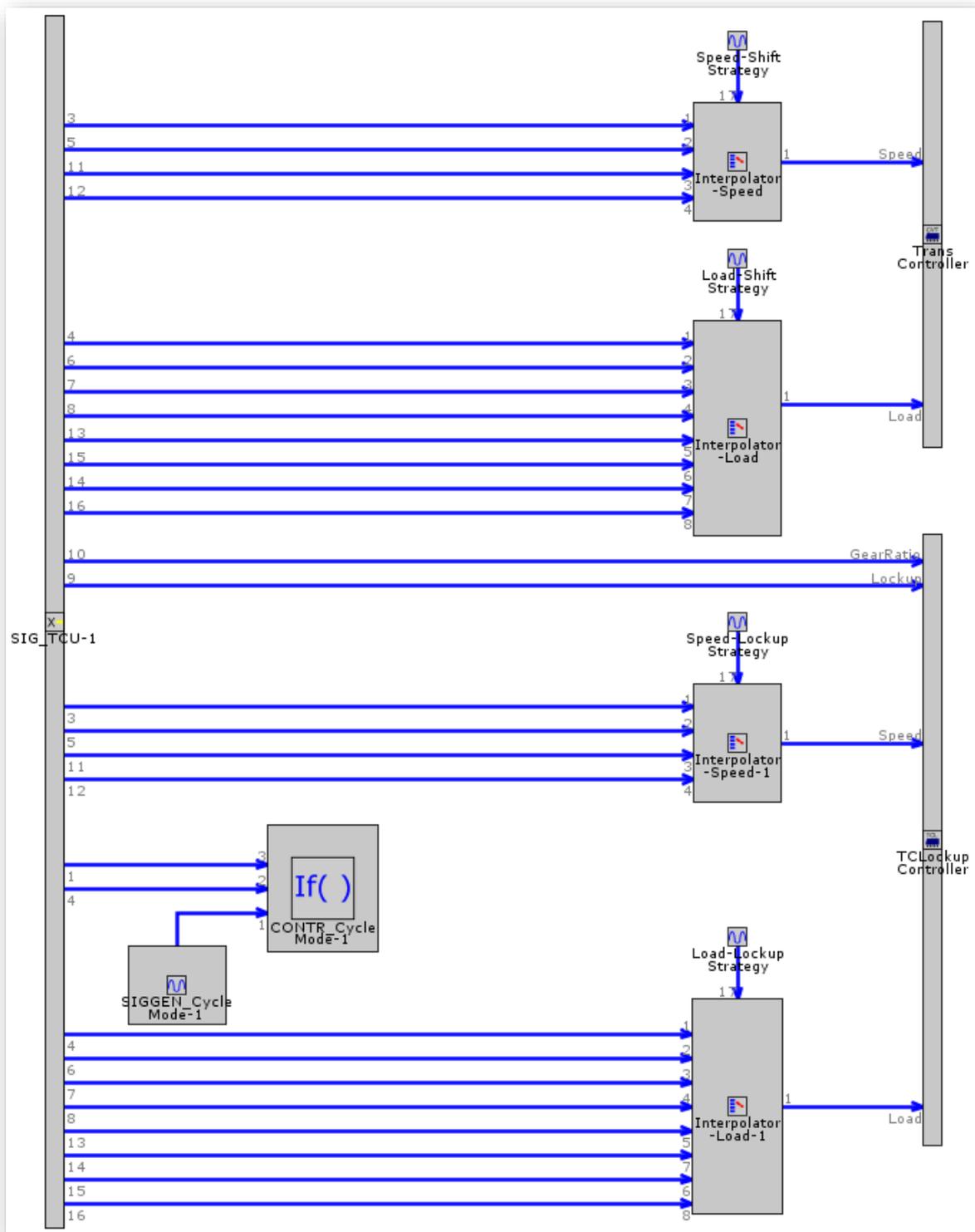


Abbildung 5-8; TCU- Logik für CVT

Aus den Anforderungen des verwendeten CVT- TCU- Templates ergibt sich die Notwendigkeit, der Steuerung mehrere Größen für einen Drehzahl- und Lastparameter zu Verfügung zu stellen.

Für den korrigierten Drehzahlparameter werden die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Drehzahlen von VKM, Vorgelege- und Abtriebswelle des Getriebes herangezogen. Zur Bestimmung der anliegenden Last dienen sowohl Leistung als auch Drehmomente am Getriebe- Ein- und Ausgang und an der Kurbelwelle der VKM, wie auch die Eingaben des Fahrers mittels prozentalem Drosselklappenwinkel.

## 5.2 Beurteilung der Fahrzeuglängsdynamik und Abgasemissionen

### 5.2.1 Modellaufbau zur Beurteilung der Fahrzeuglängsdynamik

Im Laufe der vorliegenden Arbeit wurde bereits mehrfach, die für das subjektive Fahrerlebnis wichtige Längsdynamik des Fahrzeuges angesprochen. Eine ausschließliche Optimierung auf des KrSt- Verbrauches erscheint nicht zielführend. Aufgrund der anfallenden Anzahl an Schaltstrategien war es erforderlich, Kriterien zur objektiven Beurteilung der Fahrzeuglängsdynamik festzulegen.

Als erster Ansatz wurden hierfür Beschleunigungsvorgänge aus dem Fahrzeugstillstand unter Volllast gewählt. GT SUITE bietet hierfür zwei Möglichkeiten. Zum einen können Geschwindigkeiten ( 60, 80, 100, 200, 240  $km/h$  ) definiert werden, bis zu deren Erreichung die vergangene Zeit und der zurückgelegter Weg ermittelt werden. Zum anderen lassen sich Distanzen ( 100, 200, 300, 400, 500 m ) festlegen, für die wiederum die vergangene Zeit zur Zurücklegung und die zu diesem Zeitpunkt erreichte Geschwindigkeit ermittelt werden.

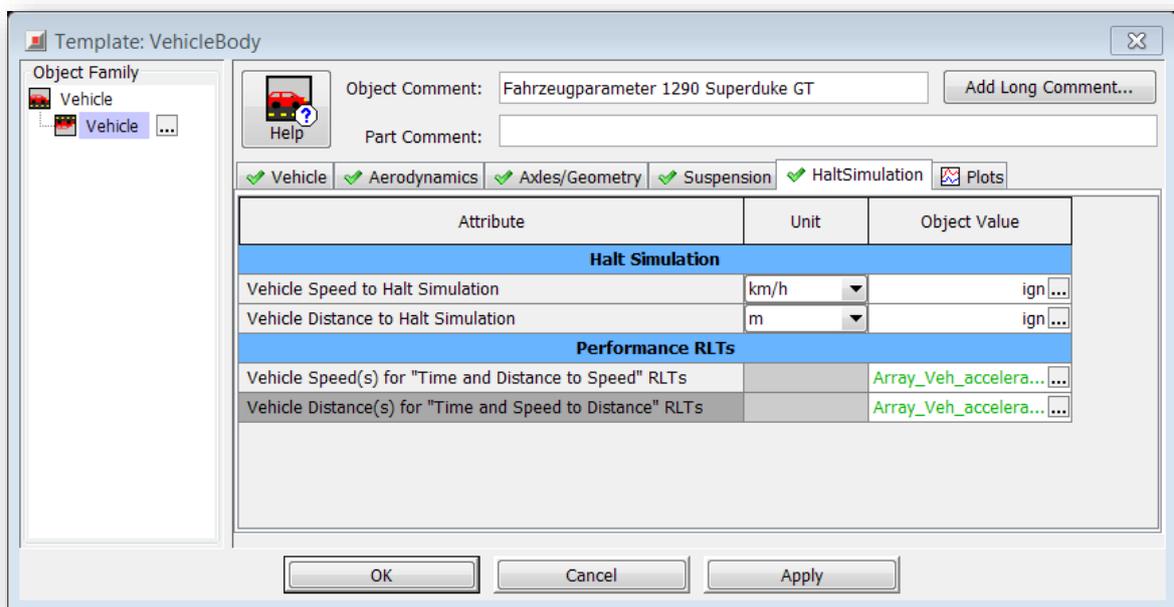
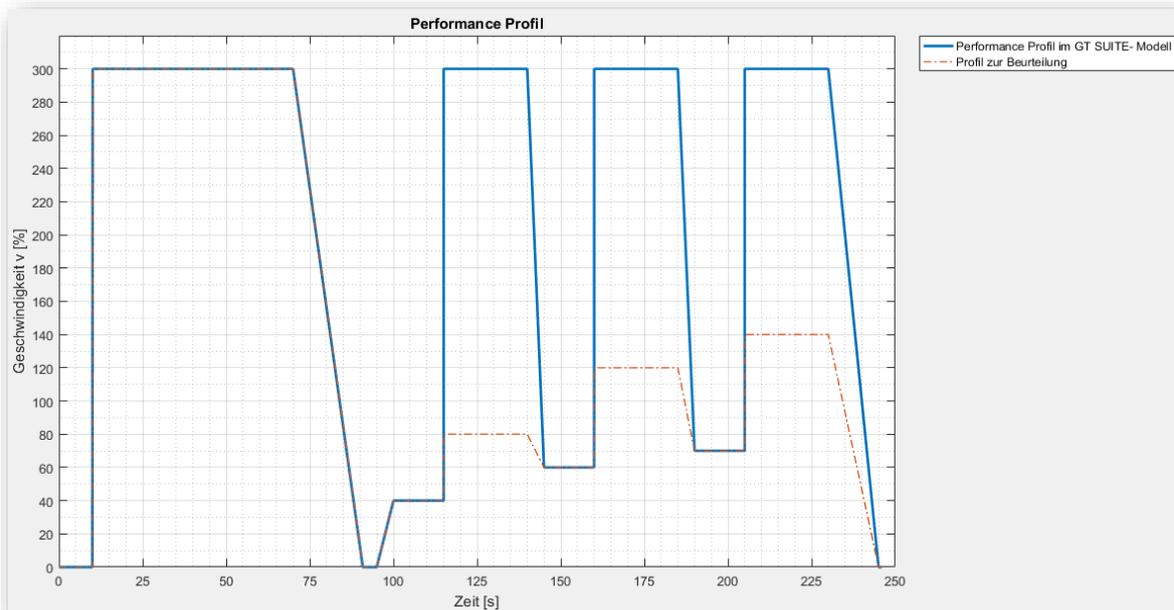


Abbildung 5-9; Festlegung der Parameter für Beschleunigungstests aus dem Stillstand

Im Fahrbetrieb auf öffentlichen Straßen ist jedoch die Beschleunigung mit Anfangsgeschwindigkeit häufiger anzutreffen, bspw. im Zuge eines Überholvorganges. Diese Simulationen des Durchzuges umfassen die Geschwindigkeitsänderungen von  $40 \div 80$ ,  $60 \div 120$  und  $70 \div 140$   $km/h$ . In ähnlicher Form werden diese Daten, durch die Messung von Fahrleistungen für Vergleichstests, durch Fachzeitschriften ermittelt (Motor Presse Stuttgart GmbH & Co. KG, 2017). Somit steht für die Beurteilung der ermittelten Schaltstrategien und festgelegten Übersetzungen eine große Anzahl an Vergleichswerten zur Verfügung, die auch Produkte anderer Fahrzeughersteller umfassen.

Aufgrund der hohen Anzahl an zu prüfenden Schaltstrategien, erschien die Anwendung eines separaten Fahrprofils sinnvoll, das die Ermittlung der Kriterien in einem Rechendurchgang ermöglicht. Im Anhang C findet sich eine Beschreibung des Performance Profils.



**Abbildung 5-10; Fahrprofil zur Beurteilung der Fahrzeuglängsdynamik**

Zur automatischen Generierung der Werte der Durchzugssimulationen ist die Erstellung einer Auswertelogik nötig. Diese besteht wie in Abbildung 5-11 dargestellt, aus einem Signalgenerator für das Zeitsignal (SIGGEN\_Time-1), mehreren Signalhaltefunktionen (SIGHold\_Start/Acc) für die Erfassung des Signals bei Beginn und Ende der Beschleunigungsphase sowie der Erfassung des Zeitpunktes (SIGHold\_Time), Funktionen zur Bestimmung der jeweiligen Maximalwerte des Signals (SIGMax\_) und Summierungsfunktionen (MATHSUM\_#\_1). Da in diesem Falle ein zeitabhängiges Signal nicht von Interesse ist, werden die Einzelergebnisse mit Hilfe eines RLTCreator- Bauteils dargestellt. Diese sind in Abbildung 5-11 mittig, im unteren Teil zu sehen.

Die Logik im unteren, linken Bereich dient als Kontrollmechanismus, ob während der Zeit der geforderten Vollastbeschleunigung, die Drosselklappe gänzlich geöffnet ist. Die If-Abfragen (CONTR\_Veh\_acc\_event\_) dienen als Trigger- Events für die jeweiligen Durchzugsversuche.

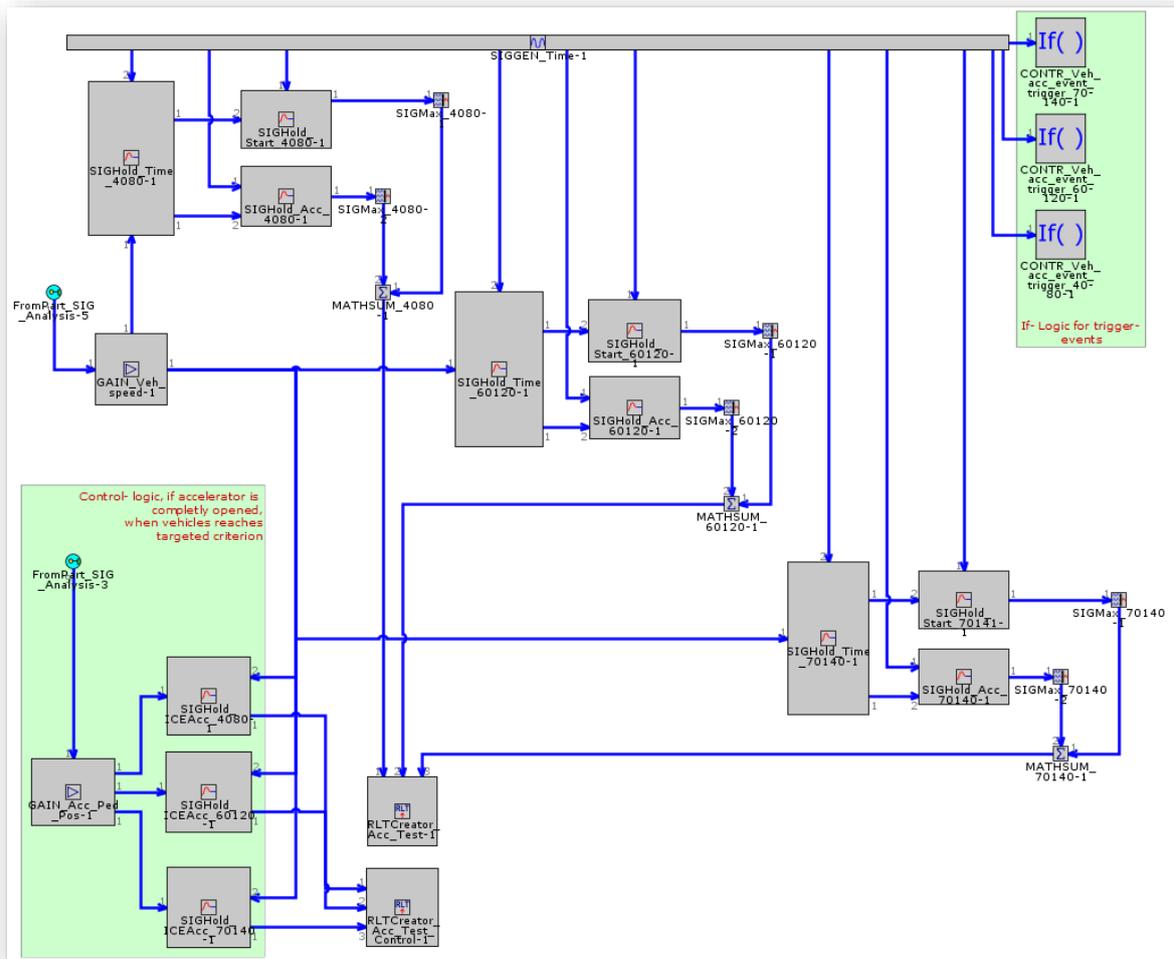


Abbildung 5-11; Teil- Modell zur Ermittlung der Kennzahlen für die Beurteilung der Fahrzeugdynamik und Kontrolle der Durchzugsfunktion

## 5.2.2 Beurteilungskriterien

Aufgrund der unterschiedlichen Zielsetzungen der Fahrprofile ist es nötig eine Gewichtung der Ergebnisse vorzunehmen. Die Zulassungsverfahren hinsichtlich der Umweltverträglichkeit (134/2014/EU) werden für den europäischen Markt – Stand August 2017 – ausschließlich auf Grundlage des WMTC durchgeführt. Die Typengenehmigung in China, Japan, Brasilien, Indien und vielen anderen Ländern basieren ebenfalls auf dem WMTC, deren Umfänge von den jeweiligen Ländern angepasst und überarbeitet wurden. Für den nicht zu vernachlässigenden amerikanischen Markt ist eine Zulassung auf Basis des FTP-75 erforderlich.

Die beiden firmeninternen Zyklen KTM\_CC und KTM\_RC wurden indes aus Messdaten auf öffentlichen Straßen ermittelt. Sie stellen damit eine Schnittstelle zwischen genormten Prüfstandsbetrieb und realem Fahrbetrieb im Stadtverkehr und auf Freilandstraßen dar. Als ergänzende Alternative wurden die Simulationen mit dem amerikanischen SC03- Profil erweitert. Die aus der Berechnung der unterschiedlichen Zyklen gewonnenen Ergebnisse, werden für die Bewertung des Aspektes von Abgasemissionen und KrSt- Verbrauch herangezogen.

Als generelles Ausschlusskriterium gilt die längere Nichteinhaltung des Fahrprofiles in Beschleunigungsphasen außer bei Anfahrvorgängen und während der Gangwechsel. Dies dient dazu Schaltstrategien und Übersetzungskonzepte auszuschneiden, die es aufgrund eines zu frühen Gangwechsels oder eines zu kleinen Übersetzungsverhältnisses nicht erlauben den Fahrprofilen zu folgen. Grundlage bildet die Tatsache, dass alle Fahrprofile für das hohe Leistungsvermögen der KTM 1290 SUPER DUKE GT geringe Lasten

darstellen. Ersichtlich ist dies in den Diagrammen zur Zeitverteilung der Lastpunkte über Drehzahl und eff. Mitteldruck, in Anhang C.

Die mit Hilfe der Auswertungslogik für Beschleunigung und Durchzugsverhalten ermittelten Parameter, setzen sich wie folgt zusammen:

- Zeit und Weg zur Beschleunigung aus Stillstand bis 60  $km/h$
- Zeit und Weg zur Beschleunigung aus Stillstand bis 80  $km/h$
- Zeit und Weg zur Beschleunigung aus Stillstand bis 100  $km/h$
- Zeit und Weg zur Beschleunigung aus Stillstand bis 200  $km/h$
- Zeit und Weg zur Beschleunigung aus Stillstand bis 240  $km/h$
- Zeit und erreichte Geschwindigkeit nach einer Wegstrecke von 100m
- Zeit und erreichte Geschwindigkeit nach einer Wegstrecke von 200m
- Zeit und erreichte Geschwindigkeit nach einer Wegstrecke von 300m
- Zeit und erreichte Geschwindigkeit nach einer Wegstrecke von 400m
- Zeit und erreichte Geschwindigkeit nach einer Wegstrecke von 500m
- Zeit für die Beschleunigung von 40 auf 80  $km/h$
- Zeit für die Beschleunigung von 60 auf 120  $km/h$
- Zeit für die Beschleunigung von 70 auf 140  $km/h$

Bei Simulation des Performance- Fahrprofils werden alle Kriterien auf Basis der Wegstrecke bereits im ersten Hochlauf aus dem Stillstand ermittelt.

Seitens der Abgasemissionen und des Kraftstoffverbrauches stehen folgende Parameter zur Verfügung:

- Kraftstoffverbrauch für die Fahrprofile WMTC, KTM\_CC, KTM\_RC, FTP-75 und SC03
- Streckenbezogene Emissionen von Kohlenstoffdioxid, Kohlenstoffmonoxid, unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Stickoxiden für die Fahrprofile WMTC, KTM\_CC, KTM\_RC, FTP-75 und SC03

### 5.2.3 Gewichtung der Beurteilungskriterien

Die Verringerung des KrSt- Verbrauches stellt, bei Motorrädern nicht das alleinige Kriterium für die Optimierung der Schaltstrategie dar. Wie bereits in vorangegangenen Kapiteln erläutert, ist das Fahrerlebnis „Motorradfahren“ ein wesentliches Verkaufsargument. Die Betrachtung von Wirtschaftlichkeits- und Umweltschutz- Aspekten ist für einen potentiellen Motorradkäufer häufig von zweitrangigem Interesse. Eine kompromisslos auf Minimierung des KrSt- Verbrauches ausgelegte Strategie, würde zwangsläufig einen massiven Einschnitt darstellen. Um eine hohe Akzeptanz seitens des Fahrers zu erreichen, gilt es diese Tatsache zu berücksichtigen.

Im vorangegangenen Abschnitt werden 48 Kriterien zur Beurteilung der Schaltstrategien aufgeführt. Wie in 5.3.6 noch erläutert wird, entfallen die Simulationen hinsichtlich der Abgaskomponenten CO, HC, und NO<sub>x</sub> für alle Fahrzyklen. Die streckenbezogene CO<sub>2</sub>- Emission stellt eine Funktion des KrSt- Verbrauches dar, dies wird in einigen Ländern als Maß für eine CO<sub>2</sub>- bezogene KFZ- Steuer verwendet. Aufgrund dessen, soll dieser Wert explizit mit einbezogen werden. Bei den Beschleunigungssimulationen aus dem Stillstand ist jeweils nur die Verwendung eines Ergebnisses sinnvoll. Dies beruht auf der Tatsache, dass mehrere Kriterien für einen Simulationsdurchlauf vorhanden sind, die dieselbe Aussage treffen.

Nach Rücksprache mit der Firma KTM wurde entschieden, alle Kriterien auf Basis der Wegstrecke aus den Beurteilungen auszunehmen. Lediglich im Falle zweier Punktemäßig gleichwertiger Strategien soll das Kriterium für 100m Wegstrecke als Zusatz dienen.

Daraus ergibt sich folgendes Beurteilungsschema:

**Tabelle 5-1; Gewichtung der Kennwerte für Emissionen & Verbrauch sowie Fahrzeuglängsdynamik**

Gruppe	Kriterium	Gewichtung
Emissionen & Verbrauch	KrSt- Verbrauch WMTC	35
	KrSt- Verbrauch KTM_CC	12
	KrSt- Verbrauch KTM_RC	23
	KrSt- Verbrauch FTP-75	15
	KrSt- Verbrauch SC-03	8
	streckenbezogener CO <sub>2</sub> - Ausstoß	7
Fahrzeuglängsdynamik	benötigte Zeit für die Beschleunigung 0 ÷ 60 $km/h$	5
	benötigte Zeit für die Beschleunigung 0 ÷ 80 $km/h$	15
	benötigte Zeit für die Beschleunigung 0 ÷ 100 $km/h$	15
	benötigte Zeit für die Beschleunigung 0 ÷ 200 $km/h$	10
	benötigte Zeit für die Beschleunigung 0 ÷ 240 $km/h$	5
	benötigte Zeit für die Beschleunigung 40 ÷ 80 $km/h$	10
	benötigte Zeit für die Beschleunigung 60 ÷ 120 $km/h$	20
	benötigte Zeit für die Beschleunigung 70 ÷ 140 $km/h$	20
optionaler Zusatz	benötigte Zeit für die Beschleunigung über 100m Wegstrecke	-

Erstellt wurde das Bewertungsschema unter Berücksichtigung der Verkaufszahlen der KTM 1290 SUPER DUKE GT im abgeschlossenen Geschäftsjahr 2016. Für das Geschäftsjahr 2017 wird anhand aktueller Verkaufszahlen, eine Prognose für das gesamte Jahr 2017 mit einbezogen. Berücksichtigt wurde dabei die Verteilung der Verkäufe in den Weltregionen. Hier ist zu unterscheiden in Europa, Nordamerika, Asien, Ozeanien (AUS, NZL, JPN), Südamerika sowie Afrika mit dem mittleren Osten. Des Weiteren haben die jeweils gültigen Vorschriften zur Homologation, die gesetzlichen Vorschriften des öffentlichen

Straßenverkehrs (Geschwindigkeiten auf Autobahnen, Freilandstraßen) sowie steuerrechtliche Aspekte auf Basis von Emissionen und Verbrauch, Einfluss auf die Gewichtung.

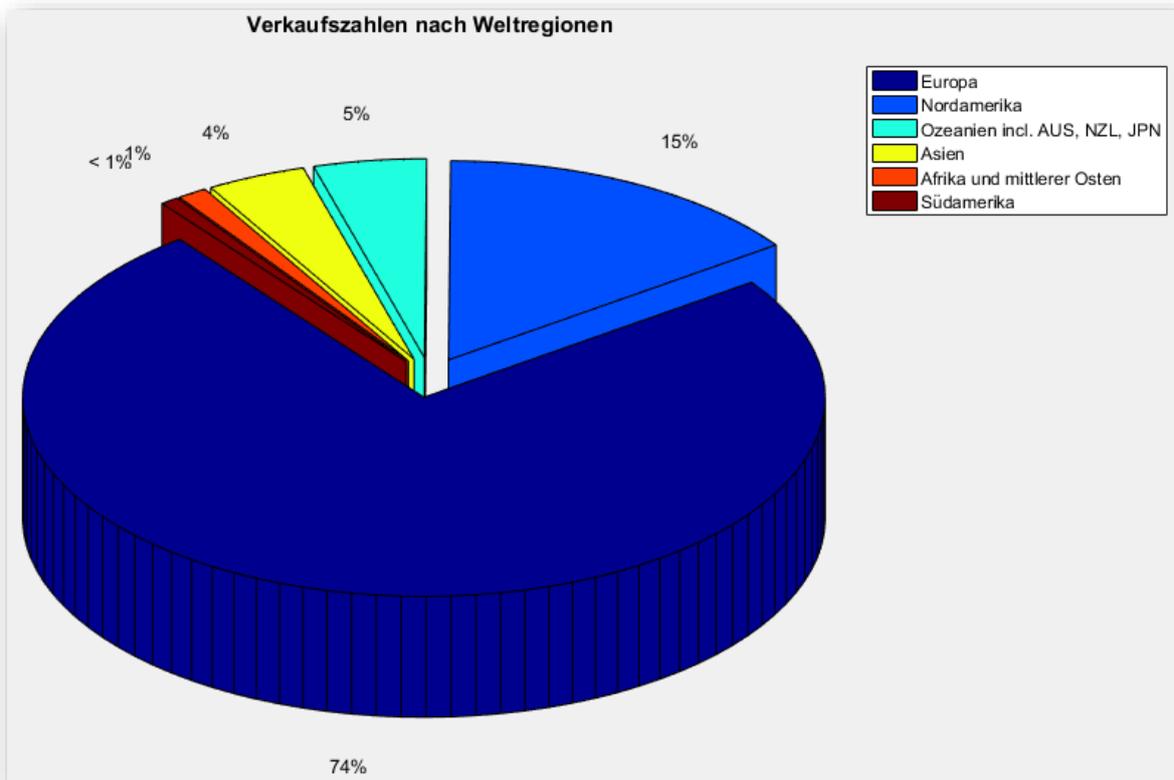


Abbildung 5-12; Verkaufszahlen der KTM 1290 SUPER DUKE GT geordnet nach Weltregionen

Dies führt auf je eine Wertungszahl für die Fahrzeuglängsdynamik und Emissionen & Verbrauch. Eine unterschiedliche Gewichtung dieser beiden, ermöglicht die Erstellung unterschiedlicher Getriebemodi für einen verbrauchsoptimierten oder sportlichen Betrieb des Fahrzeuges. In weiterer Folge ist, wenn nicht anders angeführt, immer von einer 50:50-Wertung auszugehen.

Zur Ermittlung der jeweiligen Wertungszahl erfolgt eine Addition der relevanten Simulationsergebnisse. Gemäß dieser Berechnung stellt eine geringere Wertungszahl Vorteile bei Emissionen und KrSt- Verbrauch dar. Für die Fahrzeuglängsdynamik sagt eine geringere Wertung aus, dass die Kriterien in kürzerer Zeit erreicht werden bzw. eine höhere Fahrdynamik zu erwarten ist.

Bei der Errechnung der Gesamtwertung werden zunächst die einzelnen Wertungen auf die kleinste Wertungszahl bezogen. Dies bewirkt, dass die beste Wertung je Kategorie die Ziffer 1 erhält und alle anderen  $> 1$  liegen. Die Gesamtwertung wird über den gewichteten Mittelwert gebildet. Jene Schaltstrategie die einer Gesamtwertung von 1 am nächsten kommt, erfüllt die Kriterien am besten.

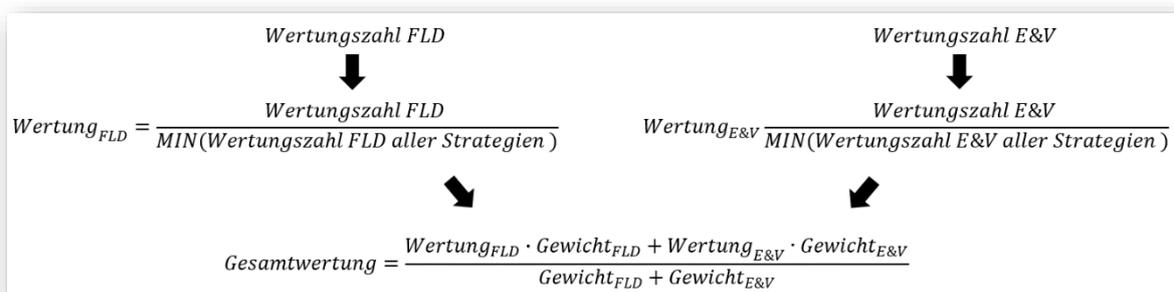


Abbildung 5-13; Berechnungsschema der Beurteilungskriterien

### 5.3 Definition der VKM

GT SUITE stellt dem Anwender zwei Möglichkeiten zur Modellierung der VKM zur Verfügung. Zum ersten kann der komplette Motor mit einer Vielzahl an Motor- Templates nachmodelliert werden, um Simulationsergebnisse hinsichtlich Thermodynamik und Strömungsverhältnissen zu erhalten. Dies erfordert nicht nur eine aufwändiger nachmodellierte Motorsteuerung, ferner werden Messergebnisse und Eingangsdaten zu bspw. Wandwärmeübergang, Zündzeitpunkt, Luftdurchsatz, Verbrennungsluftverhältnis, der Zustandsgrößen der Ansaugluft uvam. benötigt. Neben dem erhöhten Modellierungsaufwand, stellt sich die Frage der Validierung der Simulationsergebnisse, in mit dem Aufwand gewachsenen Umfang. Ergänzend sei darüber hinaus erwähnt, dass seitens der Firma KTM fertige Motorsteuergeräte zugekauft werden. Die Abteilung für elektronische Fahrzeugkomponenten stellt dabei dem Zulieferbetrieb die Daten für die Steuerung zur Verfügung. Bis auf wenige Ausnahmen für Prototypen, besteht kein Einblick in die serienmäßig verbaute Logik der Motorsteuerung. Fraglich erscheint außerdem, ob eine Simulation der VKM nötig ist, wenn das Hauptaugenmerk der vorliegenden Arbeit auf der Getriebeentwicklung und dessen Auswirkungen auf Fahrdynamik, Verbrauchseinsparung und Emissionen liegt.

Eine vom Simulations- und Modellierungsaufwand reduzierte Möglichkeit, bietet die Definition der VKM anhand von Motorkennfeldern aus vorhandenen Messdaten. In Übereinkunft mit der Firma KTM und den Betreuern der TU Graz wurde beschlossen, auf eine Modellierung der gesamten VKM vorerst zu verzichten und stattdessen diese Möglichkeit zu nützen.

Im Laufe dieses Unterkapitels wird sich herausstellen, dass sich die Aufbereitung der vorhandenen Messdaten für die Verwendung in GT SUITE aufwändig gestaltet. Die Aufbereitung der Messdaten für die Verwendung in GT SUITE wird anhand des Kennfeldes für effektiven Mitteldruck über Drehzahl und Drosselklappenstellung dargestellt.

#### 5.3.1 Rohdaten aus AVL Concerto

Im Rahmen der Motorenentwicklung werden bei KTM Kennfeldmessungen in unterschiedlichen Stadien der Entwicklung durchgeführt. Der Messbereich umfasst dabei Drehzahlen des Motors von  $2000 \div n_{BGR}$  im Abstand von  $500 \frac{1}{min}$  sowie Drosselklappenstellungen von  $0 \div 100\%$  in unregelmäßigen Abständen. Einschränkungen bestehen in Randbereichen in denen die Charakteristika von Verbrennungsmotoren berücksichtigt werden müssen. Diese bestehen bei niedrigen Drehzahlen und hoher Drosselklappenöffnung im beginnenden Klopfen des Motors, weshalb dieser Bereich aus Gründen des Bauteilschutzes nicht angefahren wird. Umgekehrt jedoch können hohe Drehzahlen bei geringer Öffnung der Drosselklappe wegen der Motorreibung garnichterst angefahren werden. Für das Erreichen dieser Messpunkte ist das Schleppen des Motors von Nöten. Abbildung 5-14 zeigt die Messrohdaten eines Kennfeldes mit den vorhandenen Lücken. Die weiteren Kennfelder finden sich im Anhang E.

Wie dem Anhang zu entnehmen ist, beträgt die Leerlaufdrehzahl  $n_{idle} = 1400 \frac{1}{min}$ . Der Vergleich mit dem Messbereich zeigt, dass hier ein großer Bereich nicht erfasst ist. Dies begründet sich, durch die zunehmende Drehungleichförmigkeit der VKM bei niedrigen Drehzahlen und der Tatsache, dass dieser Bereich in der bisherigen Entwicklung nicht von Bedeutung war. Für Punkte im Leerlauf existieren jedoch wieder Messdaten, folglich musste eine Inter- und Extrapolation des Kennfeldes aus vorhandenen Messdaten durchgeführt werden. GT SUITE verlangt lückenlose Kennfelder, deren Bereich sich bis an die Leerlaufdrehzahl erstreckt.

Der Schlepptbereich wurde mit Messdaten aus Schlepptmessungen vervollständigt. Für eine weitere Verdichtung der vorhandenen Daten wurden Messungen im Teillast- Bereich sowie bestimmte häufig angefahrne Punkte bei Abgasmessungen ergänzt. Ein dichter gestütztes Kennfeld verringert Schwankungen durch Messungenauigkeiten.

Die Messdaten stellen sich damit folgendermaßen zusammen:

- Leerlaufmessungen
- Messungen von Teillastpunkten
- Abgaspunkte (Teillast)
- Messungen der FGZ- Zündung
- Messungen der thermodyn. berechneten Zündung mit saugsynchroner Einspritzung
- Messungen der thermodyn. Berechneten Zündung

Die unterschiedlichen Datensätze mit FZG- und thermodyn. berechneter Zündung, ergeben sich durch Anpassungen des Motor- Mapings im unteren Kennfeldbereich zur Erreichung besserer Fahrbarkeit und aus Komfortgründen.

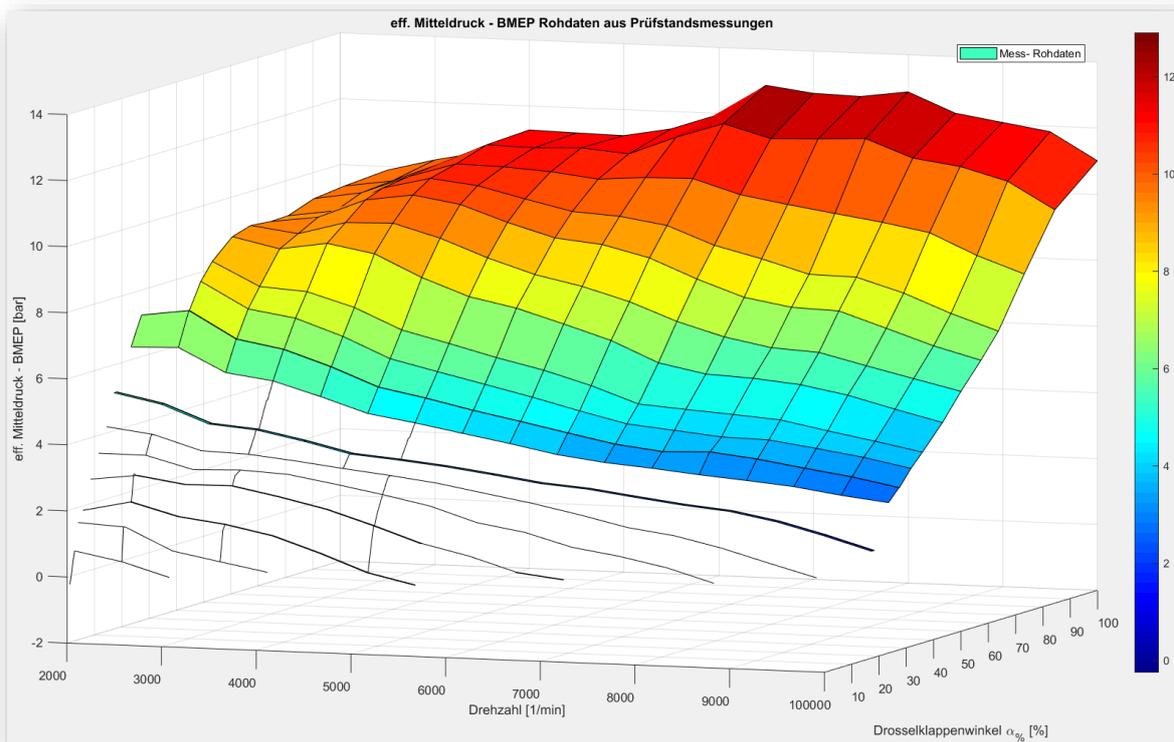


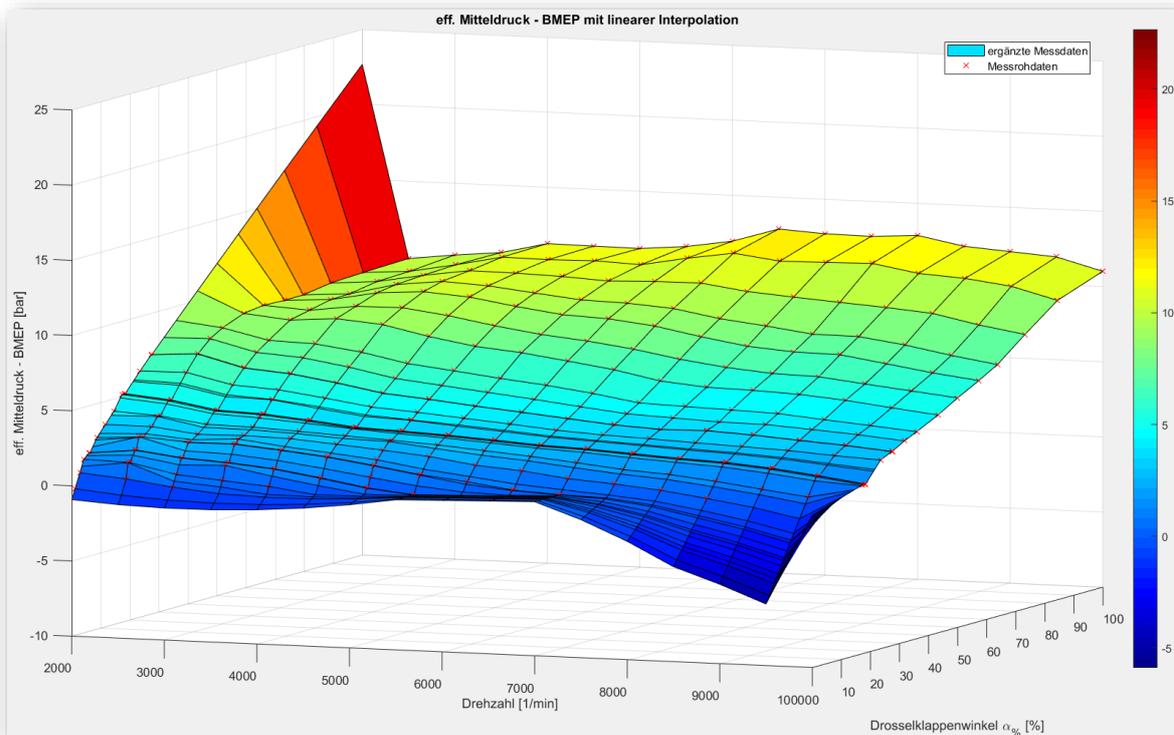
Abbildung 5-14; Kennfeld eff. Mitteldruck über Drehzahl und Drosselklappenstellung aus Messrohdaten

### 5.3.2 Extra- und Interpolation in MATLAB®

Aufgrund der aus AVL Concerto entnommenen Daten im Matrizenformat, hat sich eine weitere Verarbeitung in Matlab angeboten. Die Matrizen verfügen über 17 Spalten für die Zuordnung zu einer Motordrehzahl. Diese erstreckten sich im Kennfeldbereich von 2000 bis 10000 Umdrehungen pro Minute, mit einer Schrittweite von  $500 \frac{1}{min}$ . In den 33 Reihen erfolgt die Zuordnung zu einem prozentuellen Drosselklappenwinkel. Die, in der Matrix vorhandenen, Fehlstellen wurden interpoliert. Zusätzlich fand die Extrapolation in den Klopf- und Schleppbereich in der  $33 \times 17$  – Matrizen statt. Eine Extrapolation auf  $33 \times 19$  – Matrizen die auch die Drehzahlen 1330 und  $1500 \frac{1}{min}$  erfassen – war, wegen fehlender Stützstellen nicht möglich. Wie bereits erwähnt ist es für die Berechnung in GT SUITE nötig das Kennfeld bis an die Leerlaufgrenze auszudehnen, außerdem dürfen keine Lücken vorhanden sein.

In einem ersten Schritt ergaben sich interpolierte Kennfelder, wie in Abbildung 5-15 zu sehen.

Da in der verwendeten Matlab- Funktion lineare Inter- und Extrapolationen erfolgen, werden entlang der  $n = 2000$ - Linie die Punkte ab  $\alpha_0 = 31,7021\%$  Drosselklappenwinkel mit dem Gradienten der vorhergehenden Punkte fortgesetzt. Dies führt, wie zu sehen, zu einer starken Verfälschung des Kennfeldes. Aus der Analyse der horizontal ( $\alpha = \text{const}$ ) benachbarten Punkte, ergibt sich ein nahezu konstanter Gradient in parallel zur Abszisse verlaufender Richtung. Aufgrund dessen wurden die weiteren Punkte manuell, linear extrapoliert.



**Abbildung 5-15; Aus Rohdaten extra- und interpoliertes Kennfeld des eff. Mitteldruckes**

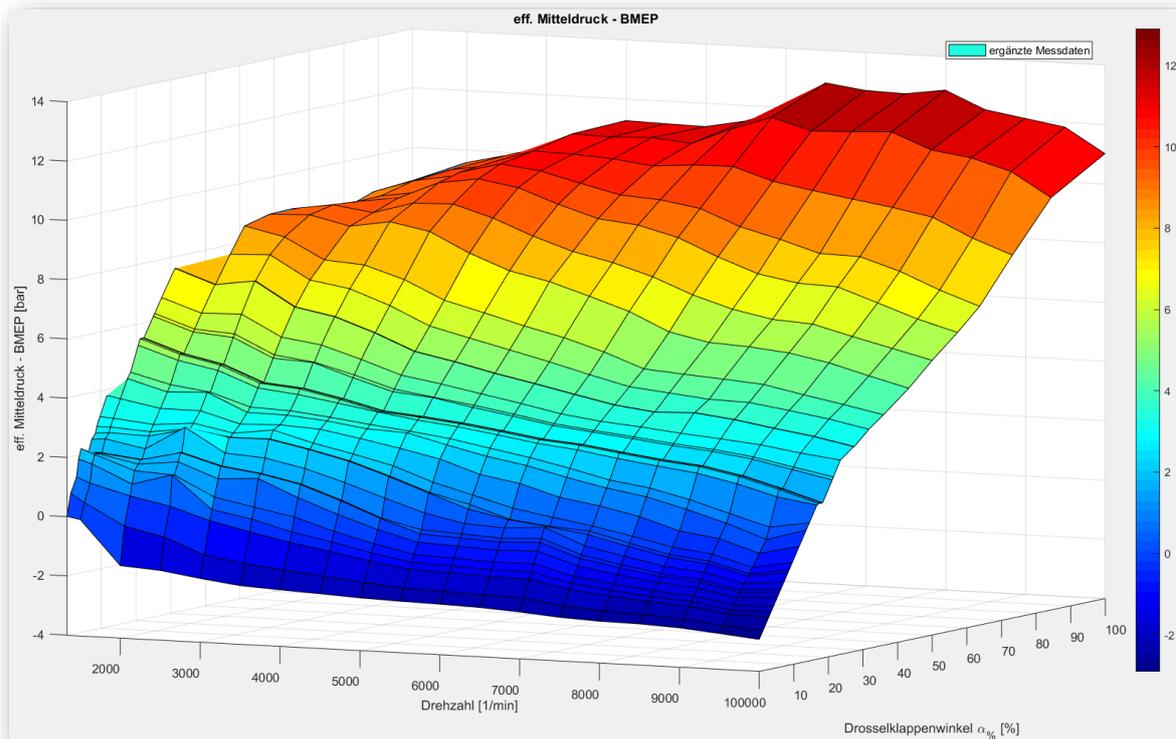
Es wurde bereits angesprochen, dass der Schleppbereich ebenfalls im Rahmen der Messungen nicht mit Daten abgedeckt war. Zu sehen ist dies in obiger Abbildung. Die lineare Extrapolation erreichte mit ihren Endwerten in diesem Bereich ebenfalls nicht die Messwerte der Schleppmessung bei  $\alpha_0 = 0\%$  Drosselklappenwinkel. In diesem Bereich ergibt sich zusätzlich die Eigenheit, dass oberhalb von  $5000 \frac{1}{min}$  kein Kraftstoff mehr zugeführt wird. GT SUITE erwähnt in der Dokumentation die Möglichkeit fehlende Einträge in den Matrizen hier durch Nullen zu ersetzen.

Der verwendete MATLAB®- Code ist im Anhang B ersichtlich.

### 5.3.3 Motor- Kennfelder

Im vorangegangenen Abschnitt wurde ausgeführt, dass die Extrapolation auf die Drehzahlen 1330 und  $1500 \frac{1}{min}$  in MATLAB keinen Erfolg brachte. Stattdessen erfolgte die Berechnung diese Werte händisch mittels linearem Gradienten.

Im Klopfbereich wurde zunächst versucht ebenso mit Nulleinträgen zu arbeiten, allerdings verlangt GT Suite hier nach von Null verschiedenen Einträgen. Da dieser Bereich in der Simulation ebenso wie im in realen Fahrbetrieb, nicht angefahren werden kann, wurden hier die Werte mit  $BMEP = 1,5 \text{ bar}$  festgelegt.

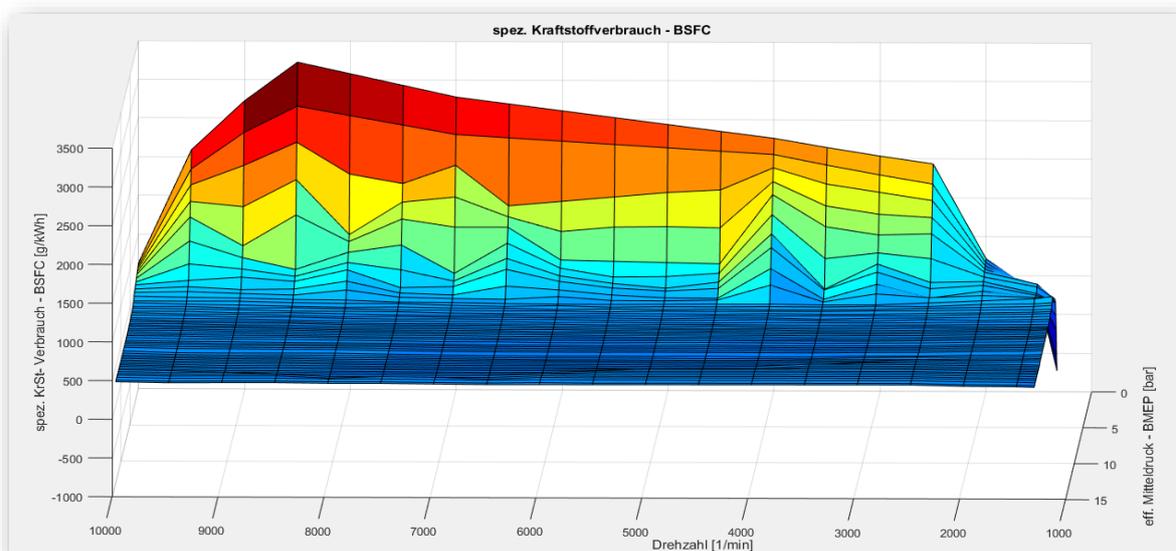


**Abbildung 5-16; extrapoliertes Kennfeld des eff. Mitteldruckes über Drehzahl und Drosselklappenstellung**

Im Anhang wird kurz der Zusammenhang zwischen effektivem, indiziertem und Reib-Mitteldruck erklärt. Dieser wird hier genutzt, um aus dem indizierten Brennraumdruck und dem effektiven Mitteldruck, das Reibungskennfeld zu ermitteln. Mit diesen beiden Kennfeldern ist es möglich den Motor hinsichtlich seines Antriebsverhaltens darzustellen. In Abbildung 5-16 ist das in GT SUITE für die Definition des Verbrennungsmotors verwendete Kennfeld des eff. Mitteldruckes dargestellt.

Die dargestellte Methode zur Erstellung des Motorkennfeldes mit eff. Mitteldruck, wird auf jene des Reib- und indizierten Mitteldruckes analog angewandt.

Für eine Definition des Kraftstoffverbrauches der VKM ist es nötig, in die Simulation ein Verbrauchskennfeld zu implementieren. Der mehrfache Versuch dies über ein Kennfeld des spez. Kraftstoffverbrauches (Abbildung 5-17) zu erreichen, führte nicht zum Erfolg.



**Abbildung 5-17; spez. Kraftstoffverbrauch - BSFC**

Bei näherer Betrachtung fällt dabei auf, dass beim Beziehen auf sehr kleine Leistungen nahe des Leerlaufes, Fehler in der Berechnung seitens der Prüfstandssoftware stattfanden. Dies führt auf zu zwei Effekten. Im Falle sehr geringer eff. Motorleistung ergeben sich hohe spezifische Kraftstoffverbräuche, wie aus der Formel zur Berechnung in Anhang ersichtlich ist. Sinkt die eff. Motorleistung dabei so weit ab, dass es während der Messung kurzzeitig zum Schubetrieb kommt, führt dies zu negativen spez. Kraftstoffverbräuchen und infolge dessen zu starken Knicken und Verfälschungen des Kennfeldes, siehe dazu Abbildung 5-17.

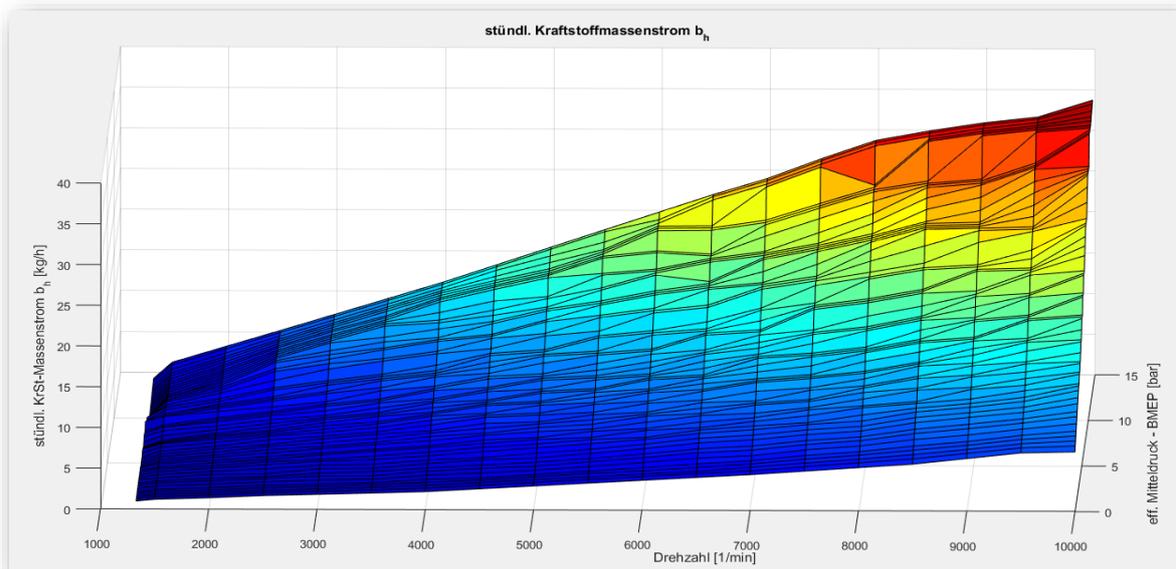


Abbildung 5-18; stündlicher Kraftstoffmassenstrom  $b_h$

Abhilfe schaffte hier die Definition des Verbrauchskennfeldes als stündlicher Kraftstoffmassenstrom  $b_h$ , da bei diesem der Leerlaufpunkt ( $n_{idle}, \alpha_{\%} = 0\%$ ) gemessen wurde, siehe Abbildung 5-18. Ferner treten die Auswirkungen von kurzzeitigem Schubetrieb während der Messung nicht auf, da in diesem Fall kein Kraftstoff zugeführt wird. Auf die Simulation mit GT SUITE hatte dies den positiven Einfluss, dass die Genauigkeit der Simulation erhöht werden konnte. Die Definition eines Kennfeldes für den stündlichen Kraftstoffmassenstrom, ist seitens der Software als Alternative zum spez. Kraftstoffverbrauch vorgesehen und daher ohne Probleme möglich.

### 5.3.4 Kennfeld des Luftverhältnis $\lambda$

$\lambda$  bezeichnet das Verhältnis aus tatsächlich angesaugter Luftmenge, zum stöchiometrischen Luftbedarf oder alternativ, tatsächlich angesaugte Luftmasse bezogen auf die zur stöchiometrischen Verbrennung benötigte Luftmasse. (Eichlseder, 2011)

$$\lambda = \frac{L}{L_{st}} = \frac{m_L}{m_{L_{st}}}$$

Formel 5-1

Untenstehende Abbildung zeigt das Kennfeld des Luftverhältnisses als Funktion von Motordrehzahl und dem effektivem Mitteldruck. Wegen der nach der Verbrennung erfolgenden Abgasnachbehandlung im 3-Wege Katalysator {siehe Glossar} wird seitens der Motorsteuerung ein Betrieb nahe  $\lambda = 1$  angestrebt. Aus Gründen des Bauteilschutzes wird in manchen Bereichen der Motor mit fettem Gemisch ( $\lambda < 1$ ) betrieben, um Überhitzung zu verhindern. In nachstehender Abbildung ist das Kennfeld des Luftverhältnisses als Funktion von Motordrehzahl und eff. Mitteldruck aufgetragen.

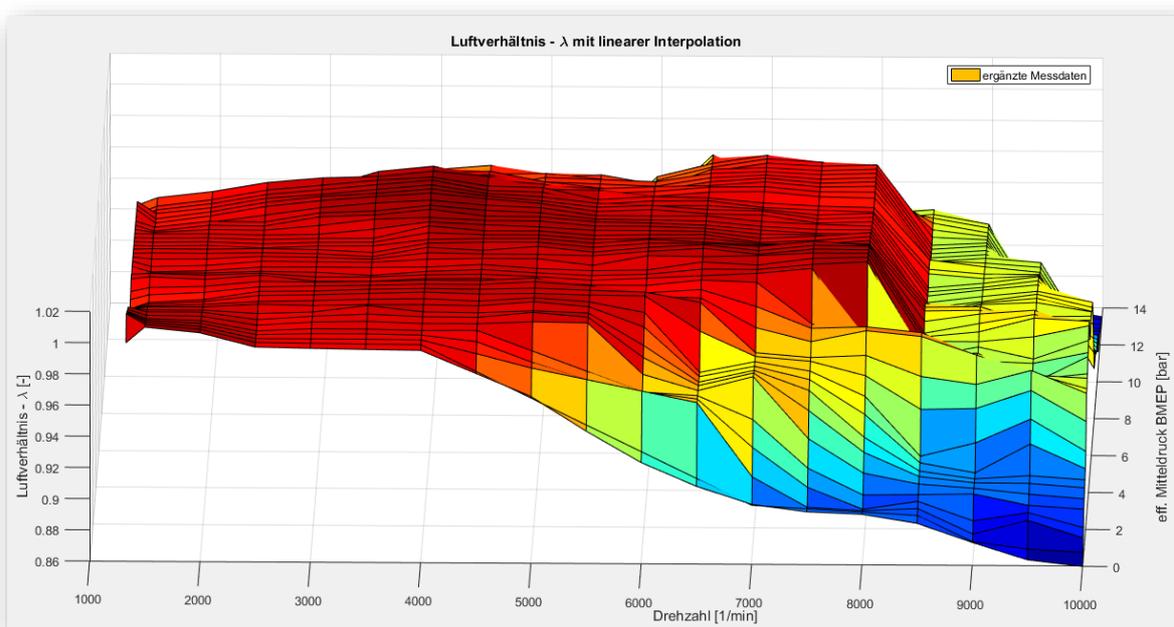


Abbildung 5-19; Kennfeld Luftverhältnis  $\lambda$  als Funktion von Motordrehzahl und eff. Mitteldruck

### 5.3.5 Luftmassenstrom- Kennfeld

Zur Berechnung der Emissionswerte ist die Definition des Luftmassenstromes (Luftdurchsatzes) durch den Motor nötig. Aufgrund der nicht über das gesamte Kennfeld vorhandenen Messdaten wurde die Berechnung des Luftdurchsatzes über das Luftverhältnis, den stöchiometrischen Luftbedarf und die Brennstoffmenge gewählt. Eine qualitative Kontrolle des generierten Kennfeldes wurde mit Hilfe der idealen Gasgleichung und den vorhandenen Messdaten für Temperatur und Druck der angesaugten Luft durchgeführt.

Die Berechnung des Kennfeldes erfolgte auf Grund des untenstehenden Zusammenhangs (Eichseder, 2014).

$$\dot{m}_L = \lambda \cdot L_{st} \cdot \dot{m}_B$$

Formel 5-2

aus dem Kennfeld des stündlichen Kraftstoffmassenstromes, siehe Abbildung 5-18.

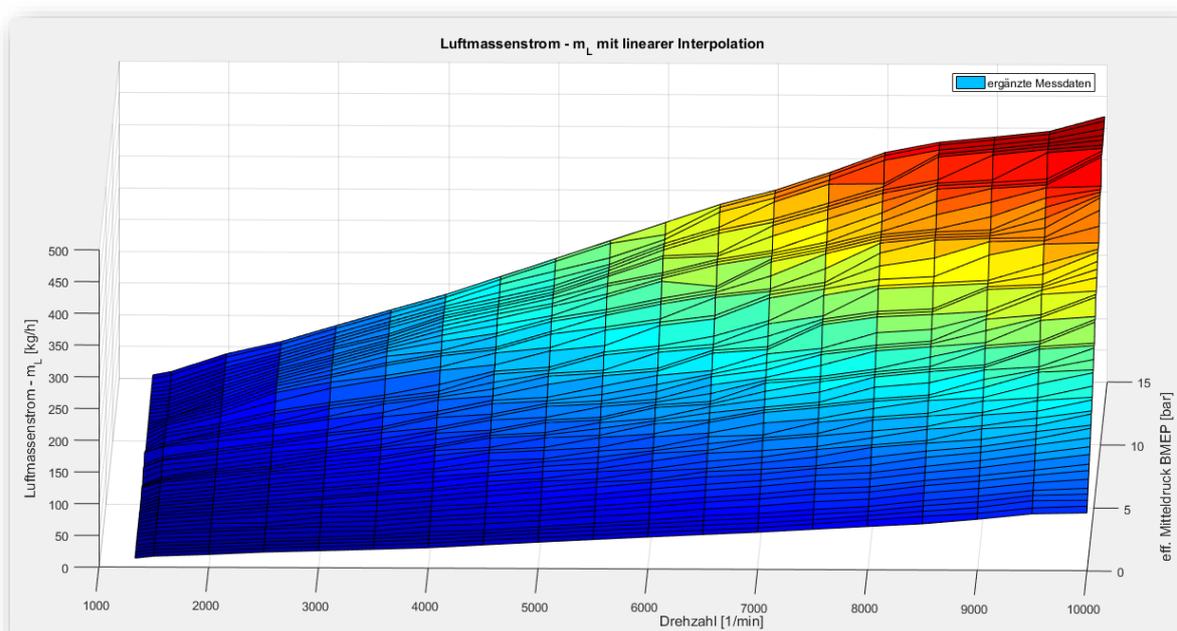


Abbildung 5-20; Kennfeld des Luftmassenstromes

### 5.3.6 Emissions- Kennfelder

Die Kennfelder für die Emissionen von Kohlenstoffmonoxid (CO), Kohlenstoffdioxid (CO<sub>2</sub>), unverbrannten Kohlenwasserstoffverbindungen (HC) und Stickoxiden (NO<sub>x</sub>) wurden nach derselben Vorgangsweise ermittelt, wie zuvor bei den Motor- und Verbrauchskennfeldern erläutert. Definiert sind diese über die Führungsgrößen Motordrehzahl  $n$  und eff. Mitteldruck  $BMEP$ .

Im Laufe der Berechnungen fielen äußerst geringe Simulationswerte im Vergleich zu den Messwerten auf. Auf Nachfrage stellte sich heraus, dass bei den durchgeführten Kennfeldvermessungen die Sensoren zur Erfassung der Abgas- Emissionen nicht appliziert oder kalibriert waren. Die Berechnung der CO<sub>2</sub>- Emission erfolgt in GT Suite über den Kraftstoffverbrauch und weist gute Übereinstimmung mit den Messwerten auf.

Aus diesem Grund wird auf eine Darstellung der Kennfelder für CO, HC und NO<sub>x</sub> verzichtet. Eine Simulation der Abgaskomponenten in vollem Umfang ist, wegen der fehlenden Eingangsdaten nicht möglich. Eine spätere Implementierung in die Modelle ist möglich, da die zur Berechnung der Emissionen nötigen Parameter bereits definiert worden sind.

### 5.3.7 Motorsteuerung - Schubabschaltung

Zur Steuerung der Abschaltung der Kraftstoffzufuhr im Schubbetrieb stellt GT SUITE zwei Templates für den ICE- Controller (Steuerung der Drosselklappe und zudosierten KrSt-Menge) zur Verfügung.

In der einfachen Variante kann

- jene Motordrehzahl festgelegt werden, bis zu der der Starter den Motor antreibt. Darüber erfolgt der selbständige Hochlauf bis auf Leerlaufdrehzahl und weiteren Anforderungen der Steuerung zum Betrieb des Starters werden ignoriert.
- jene maximale Motordrehzahl festgelegt werden, bis zu der eine Zufuhr von Kraftstoff erfolgt. Darüber wird die Kraftstoffzufuhr und Zündung ausgesetzt, um weiteres Hochdrehen zu unterbinden. Dies stellt die klassische Funktion eines Drehzahlbegrenzers dar.
- jene Drehzahl festgelegt werden, bei deren Unterschreitung die Zufuhr von Kraftstoff erneut beginnt, wenn sich der Motor im Schubbetrieb befindet. Dies dient dazu ein Absterben des Motors zu verhindern.
- ein Drehzahl- Offset für die Hysterese der Schubabschaltung festgelegt werden.
- eine Verzögerungszeit für das Ansprechen der Schubabschaltung definiert werden, die in der realen Fahrzeugsteuerung auf Null gesetzt ist, aber seitens GT einen Mindestwert verlangt.

Darüber hinaus verfügt das Template über eine Logik zur Steuerung der Leerlaufdrehzahl, mit einer Festlegung der Regelgrößen und des Bereiches. In der Variante mit erweitertem Umfang können Begrenzungen des Drehmomentes im Allgemeinen, für den Schaltvorgang, den Fall eines durchdrehenden Hinterrades oder für speziell zu definierende Fahrzustände festgelegt werden. Ebenso besteht die Möglichkeit Kennfelder

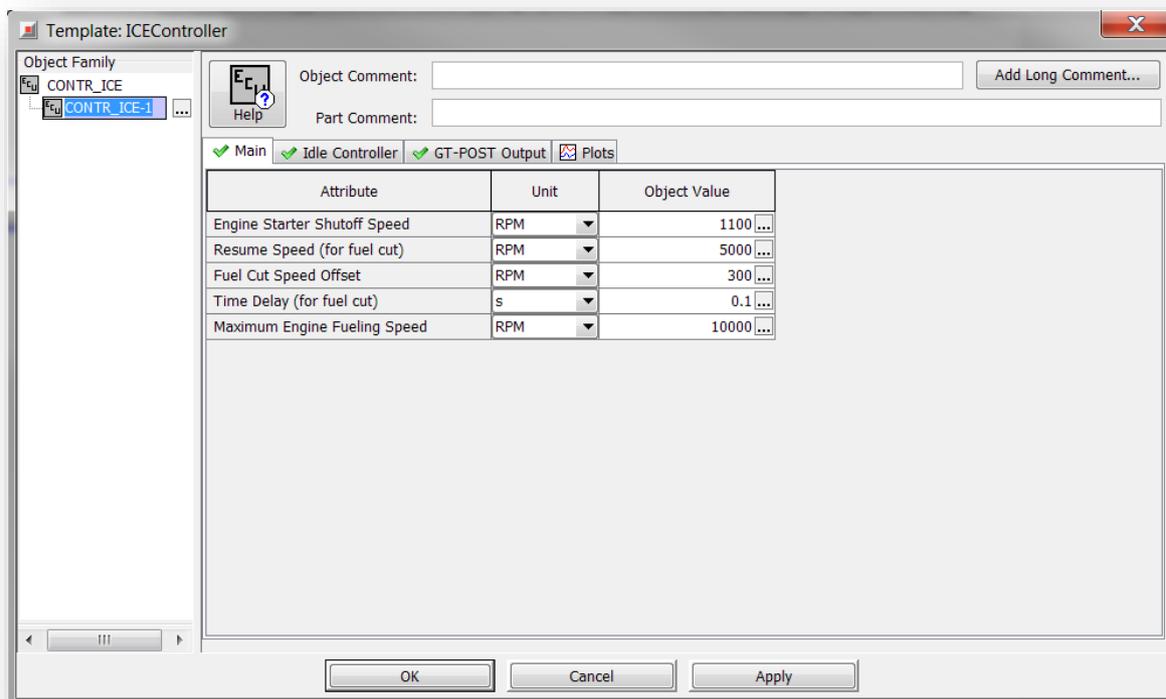
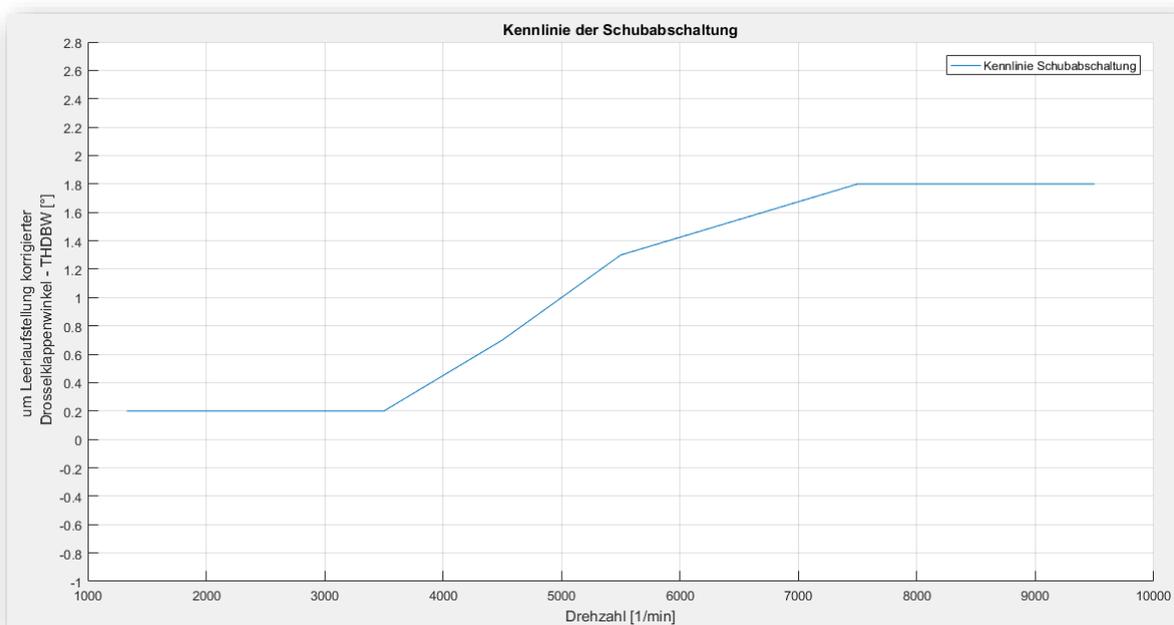


Abbildung 5-21; Motorsteuergerät mit Definitionen zur Schubabschaltung

für die Charakteristik des Gasdrehgriffes zu definieren.

An dieser Stelle wird auf weitere Anmerkungen zum Bauteil des ICE- Controllers im Anhang hingewiesen.

In der serienmäßigen Motorsteuerung (Abbildung 5-22) wird die Schubabschaltung jedoch nicht an einem Punkt festgelegt, wie dies von GT SUITE verlangt wird, sondern eine Kennlinie des – um die Leerlaufstellung der Drosselklappe korrigierten – Drosselklappenwinkels über der Motordrehzahl definiert.



**Abbildung 5-22; Kennlinie der Schubabschaltung als Funktion von Motordrehzahl und um Leerlaufstellung korrigiertem Drosselklappenwinkel**

Oben gezeigte Kennlinie wird durch Erklärung anhand eines Beispiels verständlich.

Der Fahrer bewegt das Motorrad in einem Betriebspunkt mit  $2,6^\circ$  Drosselklappenöffnungswinkel (um die Leerlaufstellung korrigiert) bei einer Motordrehzahl von  $5000 \frac{1}{min}$ . Wird nun die Drosselklappe zusehendes geschlossen, so bewegt sich der Betriebspunkt in obigem Diagramm – unter der Annahme gleichbleibender Motordrehzahl – senkrecht nach unten. Bei einem verbleibenden Öffnungswinkel von  $1^\circ$  wird die Kennlinie der Schubabschaltung erreicht und die Kraftstoffzufuhr unterbrochen. Daraus folgt, dass in allen Punkten unter der Kennlinie keine KrSt- Zufuhr erfolgt, wenn sich das Fahrzeug im Schubbetrieb befindet.

## 5.4 Simulation von Verlusten

Die Berechnung von Verlusten ist für die Simulation von Getriebe- Konzepten ein nicht zu vernachlässigender Teilaspekt, auf den in diesem Unterkapitel näher eingegangen wird. Dazu soll der Pfad von der auf den Kolben einwirkenden Gaskraft bis zur Kraftübertragung entlanggegangen werden, um die Übersichtlichkeit bestmöglich zu gewährleisten. Sämtliche thermodynamisch bedingten Verluste im Brennraum sind nicht Gegenstand der Untersuchungen dieser Masterarbeit, weshalb sie hier nicht behandelt werden.

Im vorangegangenen Unterkapitel würde auf die Erstellung der Motorkennfelder eingegangen. In den daraus erhaltenen Motorkennfeldern sind alle Verluste bis einschließlich der Kupplungsnahe berücksichtigt. Verluste die aus im Öl laufenden Bauteilen außerhalb des Motors resultieren, bspw. Panschverluste, werden in den Modellen nicht berücksichtigt. Ebenso wenig gilt dies für auftretende Ventilationsverluste in der die Bauteile umgebenden Luft. Die auftretende Reibung in den Lagern der Getriebewellen wurde durch die Definition eines Reibmomentes bewerkstelligt, eine Berücksichtigung von Last- und Drehzahlabhängigkeit erfolgt dabei nicht. Sowohl das im Basismodell verwendete Black-Box- Getriebe- Template, als auch das aus Einzelkomponenten aufgebaute Getriebe, bieten die Möglichkeit einen mechanischen Wirkungsgrad für jede einzelne Zahnradpaarung zu definieren. Für Simulationen auf Basis des Seriengetriebes der KTM 1290 SUPER DUKE GT waren dazu mechanische Wirkungsgrade aus den Berechnungen zur Dimensionierung der Getriebekomponenten verfügbar. Der Simulation der Lagerreibung, in den Losrädern des Getriebes, dienen die in Abbildung 5-3 dargestellten Elemente {CONN\_RotFric\_Bearing\_#-1}. Gänzlich unberücksichtigt bleibt die Reibung in Dichtungen bei der Durchführung von Wellen durch das Motorgehäuse.

Die Verluste in der Rollenkette des Sekundärantriebes werden über einen mech. Wirkungsgrad definiert. An den Lagerstellen von Antriebswellen in der Hinterradschwinge ist wiederum ein Reibmoment hinterlegt, dessen Größe unabhängig von angelegter Last und Drehzahl ist. Die beim Abrollen des Reifens entstehenden Verluste werden mit Hilfe des Rollwiderstandes berücksichtigt.

Beim Austausch der Getriebe- Konzepte, ändert dies ebenso die im Antriebsstrang auftretenden Verlustmomente und Leistungen. Leistung die seitens etwaiger Ansteuerungen von Getriebekomponenten für die Automatisierung benötigt wird, bleibt wegen der offenen Höhe unberücksichtigt. Die Reibungen und Verluste an einzelnen Bauteilen werden bei der Änderung des Getriebekonzeptes pauschal durch einen mech. Wirkungsgrad berücksichtigt. Da dessen Größe ebenfalls unbekannt ist, dienen die in der Literatur, hier insbesondere (Fischer, et al., 2012), (Kirchner, 2007) und (Lohmann, Nachdruck 2009), angeführten Größenordnungen als Richtwert.

Abschließend darf darauf verwiesen werden, dass im Bereich Forschung und Entwicklung der Firma KTM zurzeit an der Erstellung eines Reibmodells für den Verbrennungsmotor gearbeitet wird. Auf die sich daraus ergebenden Möglichkeiten wird im Ausblick (10.2) kurz eingegangen.

## 5.5 Übersetzungskennfeld CVT

Die Berechnung eines Fahrzeugmodelles mit CVT benötigt für die Definition der Übersetzungen ein Kennfeld in Abhängigkeit einer Last- und einer Geschwindigkeitsvariable. Für die Definition der Lastvariable lässt GT SUITE die Stellung der Drosselklappe, Drehmoment, Leistung und eff. Mitteldruck des Motors zu. Darüber hinaus können die Drehmomente an allen mech. Komponenten motorseitig des Getriebes abgenommen werden. Die Variable für die Geschwindigkeit erlaubt nur Motordrehzahl, Fahrzeuggeschwindigkeit und Drehzahl der Antriebswelle des Getriebes. Zur Erstellung eines Übersetzungskennfeldes gilt es, die Definition auf zwei Größen zu beschränken. Von essentieller Bedeutung für die Simulationen dieser Masterarbeit ist es, das Übersetzungskennfeld des CVT so zu definieren, dass ein Betrieb im Bereich möglichst geringen Kraftstoffverbrauches ermöglicht wird und gleichzeitig gute fahrdynamische Eigenschaften erhalten bleiben.

### 5.5.1 Randbedingungen der Kennfelderstellung

Zunächst bestand die Herausforderung darin, ein Übersetzungskennfeld zu definieren, dass die Simulation mit Fahrprofilen ermöglicht. Sämtliche Aspekte der Optimierung des KrSt- Verbrauches waren in diesem ersten Schritt nebensächlich. Wird von einem gestuften Getriebe ausgegangen, so bewirkt der Hochschaltvorgang im Allgemeinen ein Absenken der Drehzahl und Ansteigen des Motormoments. Daraus ergibt sich eine größere Öffnung des Drosselklappenkörpers. Der Betriebspunkt wird damit im Kennfeld (Abbildung 5-23) nach links und leicht nach oben verschoben. Bei der abstrakten Vorstellung ein CVT besäße unendlich viele Stufen, würde ein Betriebspunkt in gleicher Art und Weise, nur mit unendlich kleinem Weg, verschoben. Aus dieser Überlegung, aus Gründen der Fahrbarkeit und der Charakteristik der VKM, lassen sich nachfolgende Grundsätze ableiten, die anhand des Motorkennfeldes in Abbildung 5-23 erklärt werden.

- Im Leerlauf und bei Fahrzeugstillstand befindet sich der Betriebspunkt bei  $n_{idle} = 1400 \text{ 1/min}$ ,  $P \approx 0 \text{ kW}$  und geschlossener Drosselklappe. Davon ausgehend, soll die Übersetzung des CVT hier am größten sein.
- Wird bei annähernd gleichbleibender Motordrehzahl die Last erhöht, soll ebenso eine möglichst hohe Zugkraft am Hinterrad zur Verfügung stehen. Dies bedingt eine hohe Übersetzung. Begrenzt wird das Kennfeld in dieser Hinsicht durch den Klopfbereich der VKM. Betriebspunkte die innerhalb diesem zu liegen kämen, werden seitens der Motorsteuerung ohnehin verhindert. Durch die hohe Drehmomentanforderung entlang des Klopfbereiches ist es erforderlich eine hohe Übersetzung am CVT einzustellen.
- Erhöht sich von Leerlaufbetriebspunkt die Motordrehzahl bei gleichbleibender Last, so reicht die zur Verfügung gestellte Leistung ab einem gewissen Punkt nicht mehr aus, um die Drehzahl weiter zu erhöhen. Dies stellt beispielsweise den Betrieb des Fahrzeuges bei langsamer Konstantfahrt im Stadtverkehr dar. Ersichtlich wird diese Tatsache bei der Betrachtung der Simulationsprotokolle der Stadtzyklen, die eine Konzentration der Betriebspunkte in diesem Kennfeldbereich aufweisen. Erweitert auf den realen Fahrbetrieb kann festgehalten werden, dass die längsdynamischen Anforderungen im Stadtbetrieb, verglichen mit der Landstraßenfahrt, gering sind. Um einen geringen Kraftstoffverbrauch zu erreichen, ist es zweckmäßig die Betriebspunkte zu geringeren Drehzahlen zu verschieben. Getriebeseitig kann dies mit einem schnellen absenken der Übersetzung bei steigender Drehzahl erreicht werden.
- Im Bereich hoher Motordrehzahlen tritt unabhängig von der Last die Höchstdrehzahl des Motors als Begrenzung auf. Daher ist bei Annäherung an diese Grenze eine geringe Übersetzung erforderlich.
- Im Bereich der Vollast erfolgt die Festlegung der Übersetzung zunächst in linearem Zusammenhang mit der Motordrehzahl.

- Zielführend für die Gebiete des geringen spez. KrSt- Verbrauches ist es, die Änderungen der Übersetzung an die Veränderung des Kraftstoffverbrauches anzupassen. Dies ermöglicht es die Positionsänderungen des Betriebspunktes zu begrenzen und diesen möglichst lange im Bereich geringen Verbrauches zu behalten.
- In Abbildung 5-22 wurde bereits die Rücknahme der Kraftstoffeinspritzung im Schubbereich dargestellt. Treten während des Schubbetriebes hohe Drehzahlen auf, so würde die Erhöhung der Übersetzung die Motordrehzahl nahe an die Begrenzung verschieben. Um eine Überschreitung der Drehzahlbegrenzung hintanzuhalten ist es deshalb sinnvoll, die Übersetzung bis zum Erreichen mittlerer Drehzahlen gering zu belassen. Die Auswirkungen auf das Komfortverhalten hinsichtlich der Motorbremswirkung beim Wechsel in den Schubbetrieb bedürfen weiterführender Untersuchungen.

In nachfolgender Abbildung ist das Verbrauchskennfeld über Motordrehzahl und prozentualem Drosselklappenwinkel dargestellt. Die Färbung zeigt den spezifischen Kraftstoffverbrauch des Motors. Die strich-punktiierten Linien, stellen Linien gleicher Motorleistung dar. Wird einem Schaltvorgang die Annahme zugrunde gelegt, dass sich der Leistungsbedarf der VKM unmittelbar vor und nach dem Schaltvorgang nicht unterscheiden, so wird der Betriebspunkt entlang der Linien gleicher Leistung verschoben. Bei den kurzen Schaltzeiten am Motorrad trifft dies mit hinlänglicher Genauigkeit zu. Umgelegt auf ein CVT bedeutet dies, dass sich entlang einer Isolinie die Übersetzung ändert. Eine erste Abschätzung der CVT- Übersetzungsstrategie kann anhand des Verbrauchskennfeldes erfolgen.

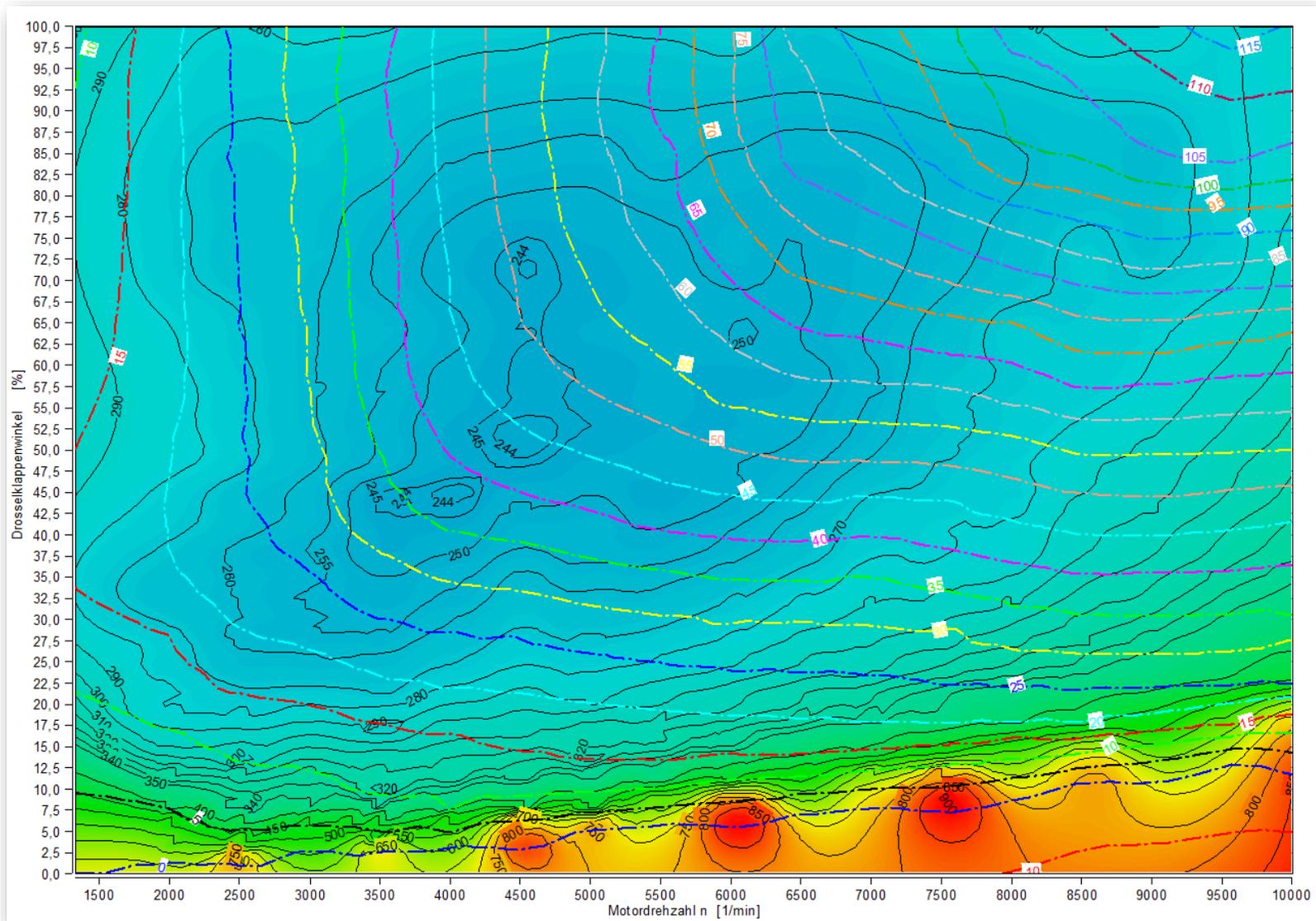


Abbildung 5-23; Kennfeld des spez. Kraftstoffverbrauches [g/kWh] des Motors über Drehzahl und prozentualem Drosselklappenwinkel [%]; strich- punktiert die Linien gleicher Motorleistung [kW], Daten (KTM AG, 2016)

## 5.5.2 Manuelle Kennfelderstellung in Matlab

Aus den Bedingungen des vorangegangenen Abschnittes, wurde manuell ein Kennfeld für die CVT- Simulation erstellt. Dieser Abschnitt soll die Schritte zur Erzeugung in Matlab darstellen. Der entsprechende Matlab- Code findet sich in Anhang B.

Ausgangsbasis stellte eine Matrize der Größe  $33 \times 19$  dar. Wie bereits in Unterkapitel 5.3 erläutert, ergibt sich diese Größe aus 19 Einträgen für die Drehzahlabhängigkeit und 33 Einträgen für die Definition der prozentualen Drosselklappenstellung. Diese Matrix wurde im ersten Schritt mit Werten gefüllt, die eine linear von der Drehzahl abhängige Kennfeldebene aufspannen. Auf sich ändernde Anforderungen bezüglich der Drosselklappenstellung wurde nicht eingegangen. Der lineare Zusammenhang basiert auf den Grenzübersetzungen die im Rahmen der Schaltstrategieermittlung für das 6XT, unter 6.3.5 ermittelt wurden. Hervorzuheben ist, dass die Einträge der Matrix ab der zweiten Spalte (zugeordnete Drehzahl  $1500 \frac{1}{min}$ ) linear bis zur unteren Grenzübersetzung abfallen. Für Drehzahlen am Kennfeldrand,  $1300$  und  $10000 \frac{1}{min}$  betragen die Einträge generell den Wert der oberen und unteren Grenzübersetzung. Die Gleichung für den linearen Bereich ist nachfolgend angeführt und das Kennfeld in Abbildung 5-24 dargestellt.

$$i_{CVT} = -2,4838 \cdot 10^{-4} \cdot n + 3,2303$$

Formel 5-3

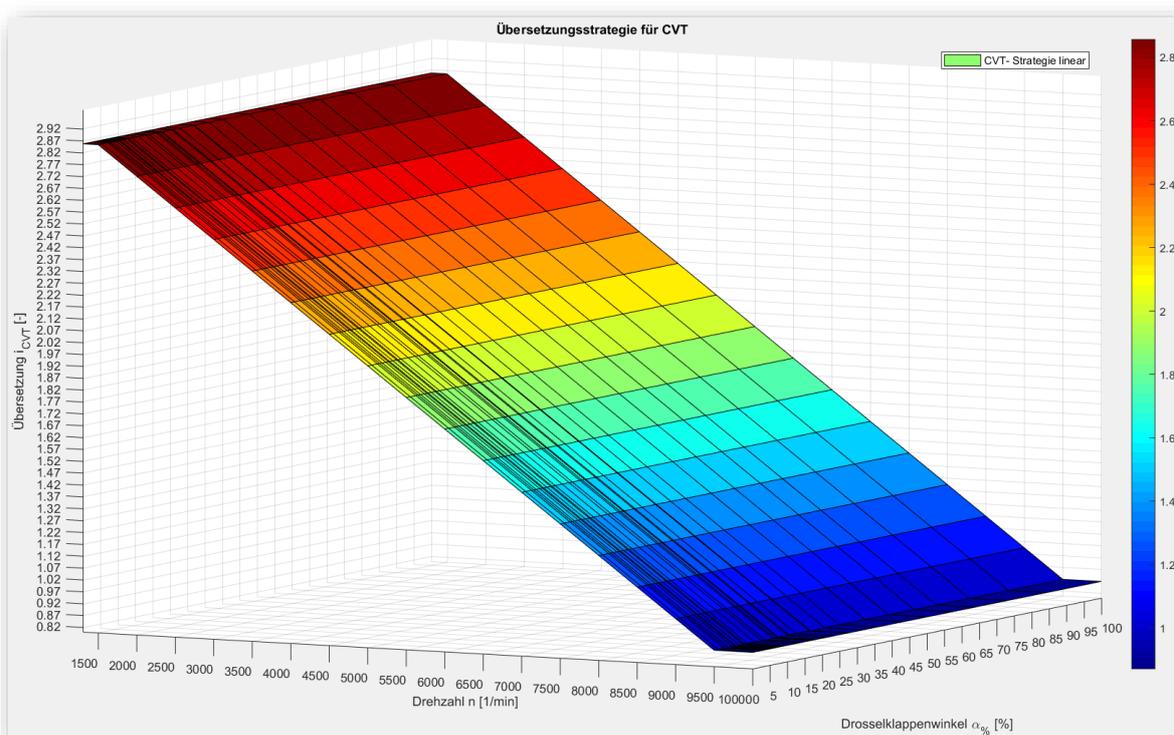
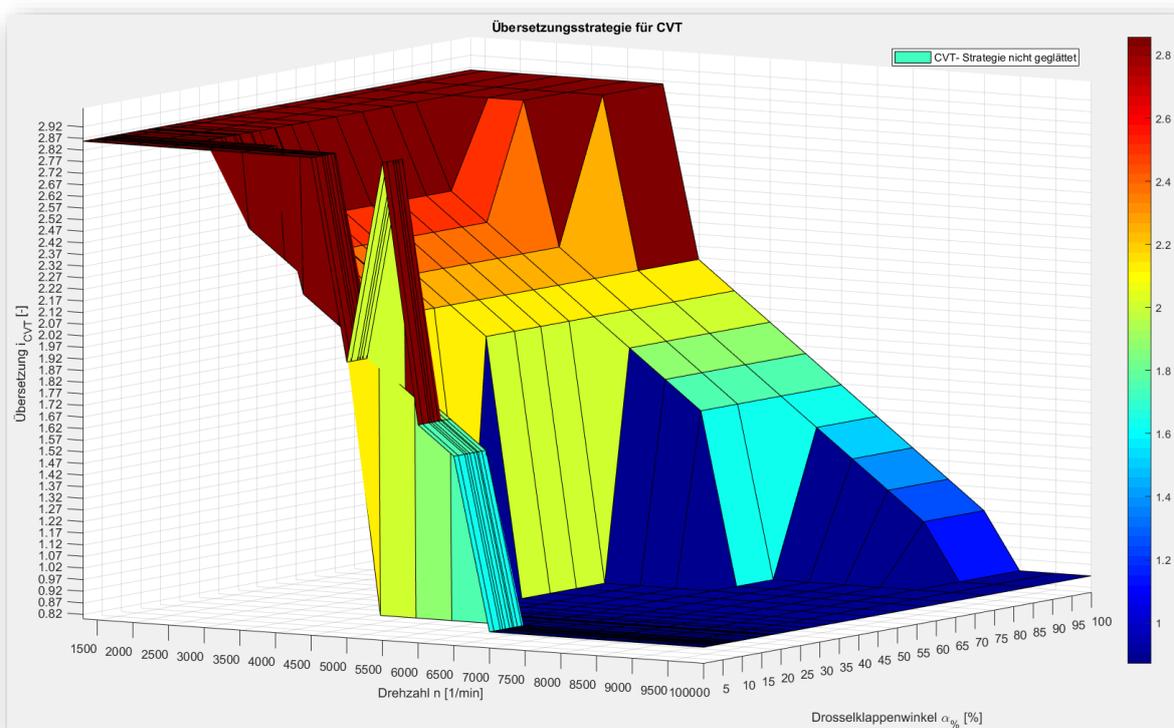


Abbildung 5-24; linear von der Motordrehzahl abhängiges CVT- Übersetzungskennfeld

Im nächsten Schritt wurde das lineare Kennfeld durch Änderung bestimmter Bereiche, schrittweise an die Bedingungen des vorigen Abschnittes angepasst, wie in Abbildung 5-25 zu sehen. Die Grundlagen dafür ergaben sich aus den Simulationsergebnissen des linearen Kennfeldes und sind unter 6.8.1 beschrieben. Das sich ergebende Kennfeld wies allerdings scharfe Übergänge der Übersetzungen auf. Dies brachte zunächst bedenken mit sich, dass die entstehende Charakteristik jener eines gestuften Getriebes ähneln würde. Die Simulationsergebnisse widerlegen diese Annahme hingegen teilweise, wie in Abschnitt 6.8.2 dargestellt ist.

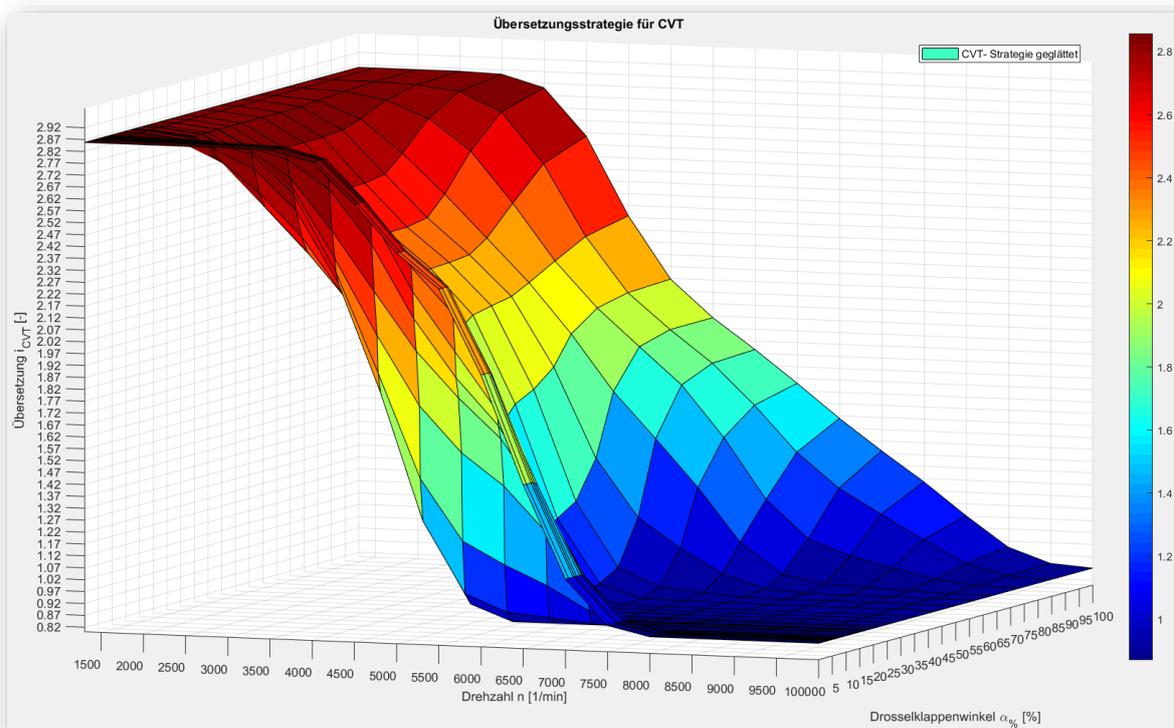


**Abbildung 5-25; CVT- Übersetzungskennfeld mit manuell definierten Kennfeldbereichen, Übersetzungsverhältnis über Motordrehzahl und prozentualem Drosselklappenwinkel**

Hinsichtlich des Übersetzungscharakters dieses Kennfeldes (Abbildung 5-25), lassen sich mehrere Aussagen treffen. Diese Anmerkungen sind jedoch im Abschnitt zu Auswertung der Simulationsergebnisse besser passend, weshalb an dieser Stelle nochmals auf Abschnitt 6.8.2 verwiesen werden darf.

Dies führte jedoch zur Erstellung eines weiteren Kennfeldes das nachfolgend erörtert wird.

Abhilfe gegen die scharfen Übergänge im Kennfeld schaffte die Matlab- Funktion „smoothdata“, die sowohl in Ordinaten- als auch in Abszissenrichtung auf das Kennfeld angewandt wurde. Diese Funktion bildet den gleitenden Mittelwert – über eine zu bestimmende Anzahl an Matrizeneinträgen – je nach definierter Richtung. Die Anzahl an Einträgen wird dabei vom Anwender bestimmt. Dieser definierte Bereich der Matrice, wird im Rahmen der Berechnungsschritte über das Kennfeld bewegt. Die für den Mittelwert herangezogenen Einträge ändern sich damit und werden mit fortschreitenden Berechnungsschritten mit den jeweiligen Nachbareinträgen ersetzt.

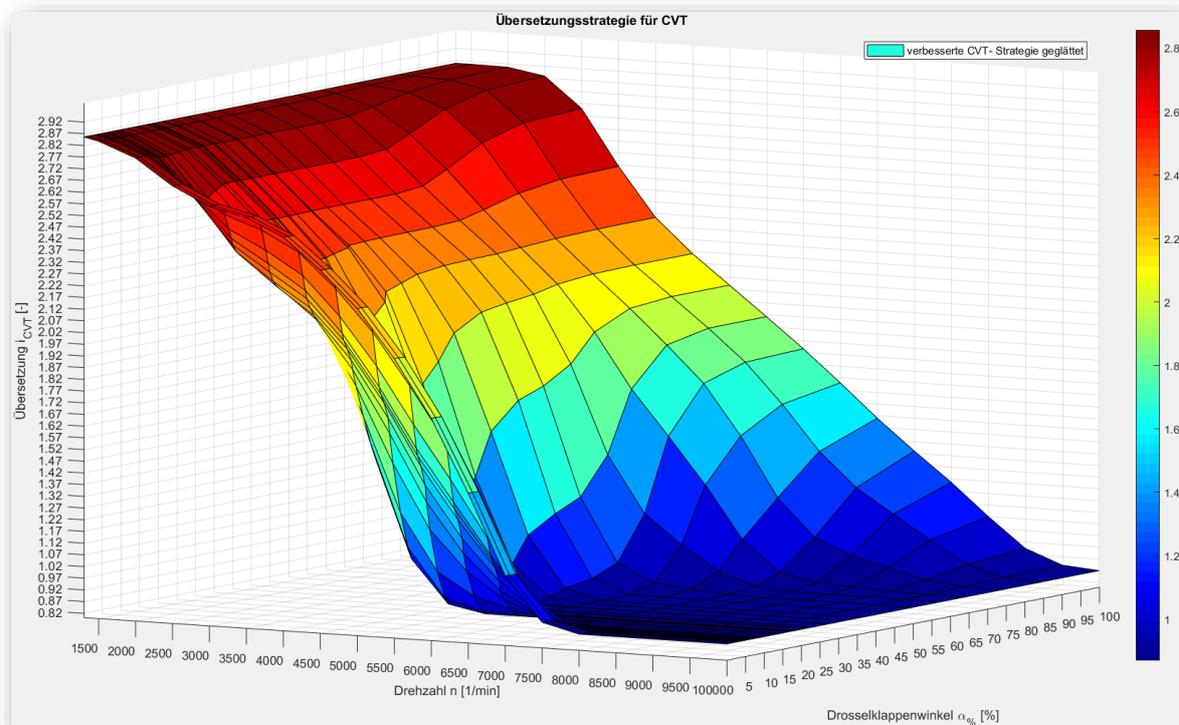


**Abbildung 5-26; CVT- Übersetzungskennfeld nach Bearbeitung mit „smoothdata“- Funktion, Übersetzungsverhältnis über Motordrehzahl und prozentualem Drosselklappenwinkel**

Daraus ergibt sich oben abgebildetes Kennfeld, in dem die Nachteile der scharfen Übergänge behoben sind. Hinsichtlich der sich daraus ergebenden Kraftstoffverbräuche besteht jedoch weiteres Optimierungspotential.

Ein weiteres Übersetzungskennfeld in Abbildung 5-27 – in das die Erkenntnisse aus den Simulationen eingeflossen sind – bildet den Abschluss der manuellen Kennfelderstellung.

Aus den Simulationsergebnissen, die in Unterkapitel 6.8 angeführt sind, konnte abgeleitet werden, dass eine weitere Ausdehnung des Bereiches mit geringer Übersetzung, eine Verringerung des Kraftstoffverbrauches bewirken würde. Darüber hinaus lassen sich Verbesserungen durch die Anpassung der angewandten Glättung erreichen. Abschließend erfolgte eine Änderung im Bereich geringer Drehzahlen, durch eine dem linearen Kennfeld ähnlichere Auslegung.



**Abbildung 5-27; verbessertes CVT- Übersetzungskennfeld mit angewandter Glättungsfunktion, aufgetragen über Drehzahl und prozentalem Drosselklappenwinkel**

Dies minimierte die Plateaubildung im Bereich hoher Übersetzungen und führte zu flacheren Flanken im Kennfeld. Die weiteren Effekte dieses CVT- Übersetzungskennfeldes werden im Zuge der Simulationsauswertung näher besprochen.

Der bisher gezeigte Weg, führt als nächster Schritt zum Aufbau von CVT- Modellen zur Ermittlung von Übersetzungskennfeldern, ähnlich den Modellen zur Generierung von Schaltstrategien. Unter Anwendung von Design- of- Experiments- Verfahren (DoE-Verfahren), lässt sich eine Optimierung und Anpassung des Übersetzungskennfeldes vornehmen. Dies wurde während der Erarbeitung der vorliegenden Masterarbeit mit Mitarbeitern der Firma KTM besprochen und daraufhin entschieden – Die vorgestellten Kennfelder verfügen über 627 Stützstellen, die im Bereich geringer Drosselklappenwinkel verdichtet sind. Dies bedeutet, dass für die Generierung von CVT- Übersetzungskennfeldern ein sehr großer Rechenaufwand nötig wäre. Darüber hinaus zeigte sich bei den gestuften Getriebemodellen, dass die Erstellung und Behebung der auftretenden Fehler zeitintensiv ist. Aus diesem Grund wurde auf die Modellerstellung hierzu verzichtet.

## 6 Berechnung und Analyse von Getriebekonzepten

### 6.1 Validierung des Serien- Fahrzeugmodells

Zu den wichtigsten Aufgaben der Erstellung von Modellen kann die Validierung der Simulationsergebnisse gezählt werden. Als Basis für die Kontrolle dienen die Ergebnisse aus den Homologationsfahrten der Abgasmessungen am Prüfstand. Sowohl Prüfstandseinrichtungen als auch die Messsysteme der CVS- Anlage {siehe Glossar} genügen dabei den Anforderungen der Richtlinien 168/2013/EU (Abgasnorm EURO 4) und 134/2014/EU (WMTC).

#### 6.1.1 Messergebnis Homologationsmessung

In Abbildung 6-1 wird das Messprotokoll der Zulassungsmessung gezeigt. Grundsätzlich wird eine Messung das WMTC- Fahrprofil in drei Phasen unterteilt, die jeweils 600 Sekunden umfassen. Die Messergebnisse sind dabei nach Stadt-, Überland- und Autobahnphase geordnet. Der laut Richtlinie anzuwendende Fahrzyklus ist jener nach Unterkategorie 3.2, für Fahrzeuge mit mehr als  $140 \text{ km/h}$  Höchstgeschwindigkeit oder  $1500 \text{ cm}^3$  Hubraum.

Neben den vorherrschenden Umgebungsparametern wie Luftdruck, Temperatur, rel. Luftfeuchte ist eine Vielzahl an Daten aus der CVS- Anlage ersichtlich. Im unteren Teil lassen sich die jeweiligen Schadstoffkonzentrationen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC), Kohlenstoffmonoxid (CO) und Stickoxiden ( $\text{NO}_x$ ) sowie die Emission von Kohlenstoffdioxid ( $\text{CO}_2$ ) und der Kraftstoffverbrauch ablesen. Des Weiteren sind die gewichteten Gesamtergebnisse zu entnehmen, die zeigen, dass sich für die Fahrt ein gewichteter Kraftstoffverbrauch von  $5,99 \text{ dm}^3/100\text{km}$  einstellt. Dabei werden Stadt-, Überland und Autobahnphase im Verhältnis  $0,25 : 0,5 : 0,25$  gewichtet. Was in den Regulatorien bezüglich des WMTC vorgeschrieben ist.

		KTM_WMTC_Bag_Report		WMTC 3.2	
				KTM_20150901_003	
<b>614 1290 SD GT</b>		<b>Version EU 4</b>			
<b>Calculation Reference</b>					
Test Mode:	WMTC_Subclass_32.td	Calc. Options:	Gasoline, -, -, -, -, -, -, -, -		
Regulation:	EC				
<b>Vehicle Data</b>					
Engine No:	6-614*10796*	<b>add. data</b>			
Chassis No:	VBKV09407GM935021	Driver:	Gräbe		
Registration No:					
Odometer:	1415 km				
Engine Disp.:	1290				
<b>Dyno data</b>					
Inertia:	661 lbs	<b>Fuel data</b>			
Dyno Load - F0:	26.4 N	Fuel:	Gasoline_01		
Dyno Load - F1:	0.00 N/(km/h)	Fuel Type:	Gasoline		
Dyno Load - F2:	0.0245 N/(km/h)*2	Density:	0.755 kg/l		
Dyno Load - FN:	2	Carbon Weight Fraction:	86.3 %		
		Netto Heating Value (NHV):	18,500 btu/lb		
<b>Remarks</b>					
ECU / Carb.:	ECU				
Cat:	VSD: 614.05.050.000				
Pretest 1:	Homologation	Posttest 1:	i.O.		
Pretest 2:		Posttest 2:			
Pretest 3:		Posttest 3:			
Pretest 4:		Posttest 4:			
Pretest 5:	sim. Masse 300kg				
<b>Phase Results</b>					
	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>		<b>Unit</b>
Barometric Pressure	956,48	956,28	956,11		hPa
Ambient Amb.	21,53	23,21	26,23		°C
Absolut Humidity	9,15	9,36	9,48		g/kg
Relative Humidity	54,23	50,03	42,32		%
NOx Correction Factor	0,95	0,98	0,96		
Dilution Factor	20,701	18,461	10,073		
CVS Volume	71,684	70,881	69,455		m3@0
Average CVS Temperature	27,30	34,50	48,00		°C
Average CVS Pressure	845,42	846,19	846,94		mbar
Distance	4,032	9,090	15,630		km
Drivers Violation	1,9	1,2	0,2		sec
Total Error Count	2,0	1,0	1,0		
Total Error Count within Violation Time Tolerance	0,0	0,0	0,0		
<b>Bag Analysis</b>					
	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>		<b>Unit</b>
Concentration Samp. Bag THC	18,07	7,59	41,64		ppmcf
Concentration Amb. Bag THC	3,66	3,90	4,32		ppmcf
Corrected Bag Concentration THC	14,59	3,92	37,75		ppmcf
Emission THC	0,661	0,176	1,658		g
<b>Emission THC per Distance</b>	0,164	0,019	0,106		g/km
Summenanteil [30/70 bzw. 25/50/25]	<b>0,041</b>	<b>0,010</b>	<b>0,027</b>		g/km
Concentration Samp. Bag CO	68,68	24,47	46,10		ppm
Concentration Amb. Bag CO	-0,43	-0,51	-0,51		ppm
Corrected Bag Concentration CO	69,09	24,95	46,55		ppm
Emission CO	6,198	2,213	4,047		g
<b>Emission CO per Distance</b>	1,537	0,243	0,259		g/km
Summenanteil [30/70 bzw. 25/50/25]	<b>0,384</b>	<b>0,122</b>	<b>0,065</b>		g/km
Concentration Samp. Bag NOx	0,76	0,22	1,32		ppm
Concentration Amb. Bag NOx	0,10	0,14	0,07		ppm
Corrected Bag Concentration NOx	0,66	0,09	1,26		ppm
Emission NOx	0,093	0,013	0,173		g
<b>Emission NOx per Distance</b>	0,023	0,001	0,011		g/km
Summenanteil [30/70 bzw. 25/50/25]	<b>0,006</b>	<b>0,001</b>	<b>0,003</b>		g/km
Concentration Samp. Bag CO2	0,64	0,81	1,32		%
Concentration Amb. Bag CO2	0,044	0,045	0,047		%
Corrected Bag Concentration CO2	0,597	0,769	1,279		%
Emission CO2	841,889	1072,449	1747,962		g
<b>Emission CO2 per Distance</b>	208,781	117,980	111,834		g/km
Summenanteil [30/70 bzw. 25/50/25]	<b>52,195</b>	<b>58,990</b>	<b>27,958</b>		g/km
Fuel Economy	9,03	5,05	4,80		l/100km
<b>Total Results</b>					
	<b>Limits</b>				
	<b>0,17</b>		<b>1,14</b>	<b>0,09</b>	
	HC	HC + NOx	CO	NOx	CO2
Weighted Emission in g/km	0,077	0,086	0,571	0,009	139,144
Emission mit DF in g/km	0,093		0,742	0,011	
DF HC/NOx: 1.2					
DF CO : 1.3	5,48		Fuel Economy Weighted in l/100km	5,99	

Abbildung 6-1; Messprotokoll der Abgas- Homologationsmessung an der KTM 1290 SUPER DUKE GT (KTM AG, 2015)

### 6.1.2 Ergebnisse der Simulation

Zunächst seien einige Basisdaten der Simulation besprochen. Die Protokolle der Simulationen finden sich im digitalen Anhang. Bei der Betrachtung der Graphen von FZG-Soll- und Ist-Geschwindigkeit fällt auf, dass die Abweichungen im Bereich von Geschwindigkeiten unter  $100 \text{ km/h}$  bis auf wenige Ausnahmen kleiner  $2 \text{ km/h}$  sind. Bei höheren Geschwindigkeiten nehmen die Abweichungen zu, verlassen das zulässige Toleranzfeld jedoch nicht. Die Breite des Toleranzfeldes um das Geschwindigkeitsprofil wird in 134/2014/EU mit  $3,2 \text{ km/h}$  definiert. Maßgeblich ist dazu der Verlauf der Geschwindigkeit innerhalb einer Sekunde vor und nach dem aktuellen Sollwert. Von den Begrenzungen des Zeitfensters aus, wird die Geschwindigkeitstoleranz mit  $3,2 \text{ km/h}$  nach oben am künftigen, zeitlichen Grenzwert und nach unten am vorangegangenen, zeitlichen Grenzwert aufgetragen. Für eine detaillierte Erklärung wird dazu auf die Verordnung 134/2017/EU verwiesen.

In jenen Fällen mit größerer Geschwindigkeitsdifferenz verfügt das WMTC- Profil über hohe Beschleunigungswerte, parallel dazu sind die Zeitspannen der Überschreitungen kurz. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass die Einhaltung der Geschwindigkeitsgrenzen überall erfüllt ist.

Bei der Kontrolle der Differenzdrehzahlen in der Kupplung lässt sich feststellen, dass Schlupf nur beim Gangwechsel oder Anfahrvorgang auftritt und das maximal übertragbare Drehmoment nicht überschritten wird.

Die genauere Analyse der Motordrehzahl zeigt, dass bei Anfahrvorgängen die Motordrehzahl immer wieder stark absinkt. Ursächlich für diese starken Knicke ist die Tatsache, dass die Simulation des Anfahrvorganges im Zusammenspiel Gasgriffstellung und Kupplung problematisch ist. Für eine genaue Darstellung der Reibungsverhältnisse während des Einrückvorganges der Kupplung, wären umfangreiche Messreihen nötig gewesen, die aus Zeitgründen nicht durchführbar waren. Deshalb wurde entschieden ein einfacheres Template zur Modellierung der Kupplung heranzuziehen. Das Problem jedoch besteht darin, dass bei ausgerückter Kupplung zunächst kein Moment übertragen werden kann. Unmittelbar nach dem Beginn des Einrückens sinkt die Motordrehzahl für weniger als eine Zehntel- Sekunde stark ab. Dies hat ein starkes Öffnen der Drosselklappe zur Folge und bewirkt einen starken Anstieg der Drehzahl über die Schaltdrehzahl hinaus, was durch die Schaltregeln automatisch zu einem Wechsel in den 2. Gang führt. Nach der Haltezeit von 2 Sekunden erfolgte, das Rückschalten in den 1. Gang. Zum einen bewirkt dies geringe Änderungen des KrSt- Verbrauches, zum anderen stimmen durch dieses Verhalten die Zeitannteile der Gangnutzungen nicht und entspricht in keinsten Form der Realität. Gelöst werden konnte dieses Problem durch einen Eingriff in die Gangwahl des WMTC. So verhindert eine IF- Abfrage unter einer Fahrzeuggeschwindigkeit von  $v_{FZG} = 16 \text{ km/h}$  den zweiten Gang einzulegen. Das angesprochene Bauteil wird im Anhand im Zuge der Unterbaugruppe „WMTCShifting“ angesprochen und ist in der zugehörigen Abbildung ersichtlich. Eine Behebung des Absinkens der Motordrehzahl bewirkt diese Änderung nicht. Auf Grund der geringen Zeitdauer kann davon ausgegangen werden, dass der Einfluss auf den KrSt- Verbrauch vernachlässigt werden kann.

Wie bereits in Unterkapitel 5.3 erläutert, gestaltete sich die Definition des Verbrauchskennfeldes herausfordernd. In den Graphen des Kraftstoffmassenstromes zeigen sich mehrfach sprunghafte Anstiege. An diesen Punkten nähern sich die Graphen von effektivem Motormoment *{siehe Glossar}* und maximal verfügbarem Motormoment kurzzeitig sehr nahe an. Der Autor kann diesen Eindruck durch selbst gefahrene Messzyklen bestätigen.

Die Berechnungen des Basismodelles und jenem mit modellierten Getriebekomponenten stimmen sehr genau überein. Unterschiede finden sich erst im Milliliter- Bereich des Kraftstoffverbrauches. Die Fahrzeugmodelle weisen beide im Vergleich zur Abgas-Homologationsmessung eine gute Übereinstimmung auf, wie der Blick in Tabelle 6-1 zeigt.



Tabelle 6-1; Validierung des Fahrzeugmodells mit Getriebekomponenten

	Einheit	Mess- ergebnis	Simulations- ergebnis gewichtet/direkt	prozentuale Abweichung
Kraftstoffverbrauch gesamt	$dm^3/100km$	5,99	6,128 / 5,637	2,30 / 5,89
Phase 1	$dm^3/100km$	9,03	- / 8,805	- / 2,49
Phase 2	$dm^3/100km$	5,05	- / 5,324	- / 5,43
Phase 3	$dm^3/100km$	4,80	- / 5,057	- / 5,35
HC- Emission gesamt	$g/km$	0,077	- / -	- / -
Phase 1    Phase 2    Phase 3		0,164    0,019    0,106		
NO <sub>x</sub> - Emission gesamt	$g/km$	0,009	- / -	- / -
Phase 1    Phase 2    Phase 3		0,023    0,001    0,011		
CO- Emission gesamt	$g/km$	0,571	- / -	- / -
Phase 1    Phase 2    Phase 3		1,537    0,243    0,259		
CO <sub>2</sub> - Emission gesamt	$g/km$	139,144	146,101 / 134,675	4,99 / 3,21
Phase 1    Phase 2    Phase 3		208,8    118,0    111,8	210,4    127,2    119,6	0,75    7,805    7,00

Abweichungen um sechs Prozent – zwischen Simulation und Messung – erscheinen zunächst groß, wie der erste Schluss vermuten lässt. Dabei wird jedoch der Prüfablauf und die Steuerung des Motorrades außer Acht gelassen. Bedient wird das Fahrzeug durch einen Prüfstandsfahrer, der das FZG anhand des WMTC- Profils am Prüfstand „bewegt“. Nach Aussage von in der Homologation erfahrenen Mitarbeitern der Fa. KTM können Unterschiede von mehreren Zehntel- Litern im Verbrauch auf 100 km durch die Fahrweise am Prüfstand erreicht werden. Dabei ist dies von der Ausnutzung des Toleranzbereiches des Geschwindigkeitsprofils, der Aggressivität am Gasgriff uvam. abhängig. Demzufolge sind die Abweichungen innerhalb der durch den Fahrer verursachten Toleranz.

Wie, aufgrund der guten Übereinstimmung beim Kraftstoffverbrauch, zu erwarten war liegt die berechnete CO<sub>2</sub>- Emission nahe an den Messwerten.

Die Simulationsprotokolle finden sich wegen ihrer Größe im digitalen Anhang, auf den an dieser Stelle verwiesen wird.

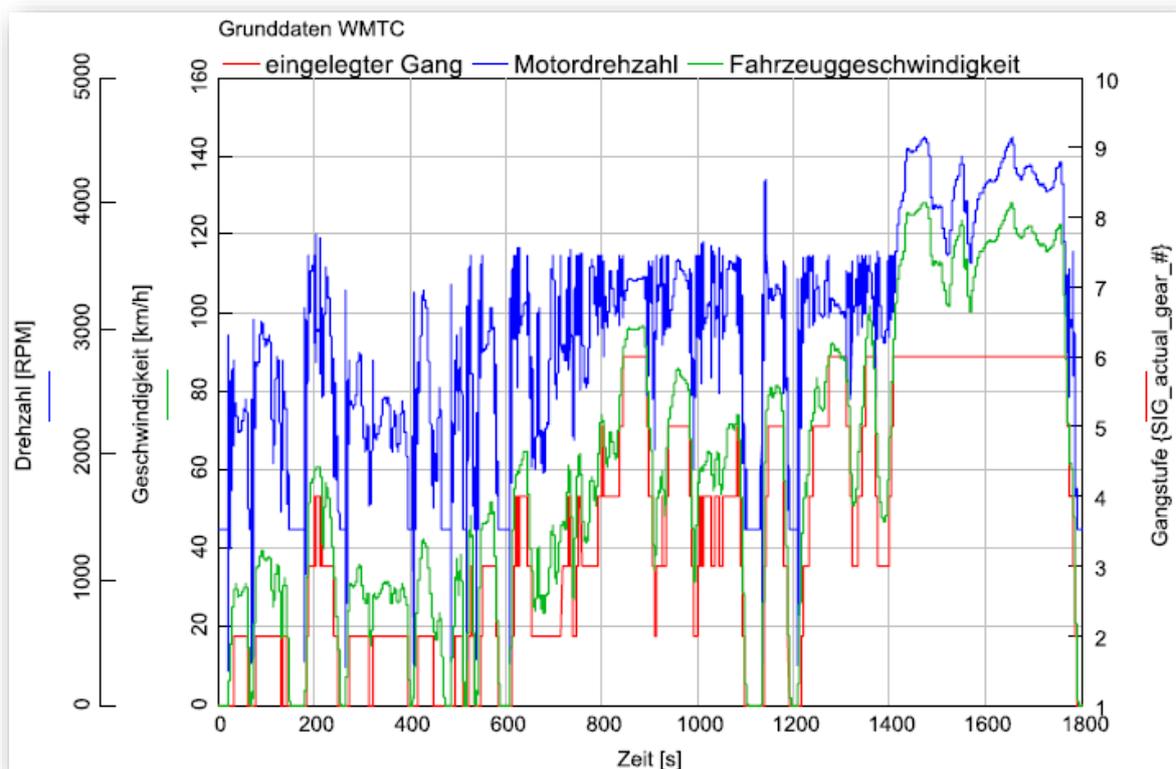


Abbildung 6-2; FZG- Geschwindigkeit, Motordrehzahl und eingelegter Gang des 6MT- Seriengetriebes mit vorgegebenen Schaltpunkten des WMTC

In obiger Abbildung ist Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit (grün) im WMTC- Fahrprofil dargestellt. Die Motordrehzahl (blau) und der eingelegte Gang (rot) sind ebenso als Verläufe über der Simulationszeit ersichtlich. Im Bereich der Stadtphase (0 ÷ 600 s) zeigt sich, dass bis in den vierten Gang hochgeschaltet wird. Die schnelleren Fahrstufen kommen nicht zur Verwendung, während der Hauptanteil mit dem zweiten Gang durchfahren wird. Die Zeitverteilung der einzelnen Gänge sind in Abbildung 6-3 dargestellt. Die Landstraßenphase (600 ÷ 1200 s) zeichnet sich durch eine glockenförmig verteilte Nutzung aller Gänge aus. Schwerpunktmäßig werden die mittleren Fahrstufen genutzt. Während der Autobahnfahrt (1200 ÷ 1800 s) nimmt die Nutzung anderer, als der schnellsten Fahrstufe signifikant ab. Dies ist darauf zurückzuführen, dass keine Anhaltungen des Fahrzeuges außer zu Beginn und Ende erforderlich sind. Des Weiteren ist ersichtlich, dass die VKM in einem Bereich um  $4000 \frac{1}{min}$  betrieben wird. Der Blick in das zugehörige Verbrauchskennfeld in Abbildung 6-4 zeigt, dass sich die zugehörigen Betriebspunkte zwischen 3 und 4 bar konzentrieren.

Insgesamt ist ersichtlich, dass im WMTC mit der KTM 1290 SUPER DUKE GT nur ein kleiner Teil des Motorkennfeldes genützt wird.

Die Protokolle der Simulationen mit dem firmeninternen Zyklus KTM\_RC, nutzen einen größeren Bereich der verfügbaren Motorleistung. Da eine Darstellung aller berechneten Fahrprofile den Rahmen sprengen würde, darf an dieser Stelle wiederum auf den digitalisierten Anhang verwiesen werden.

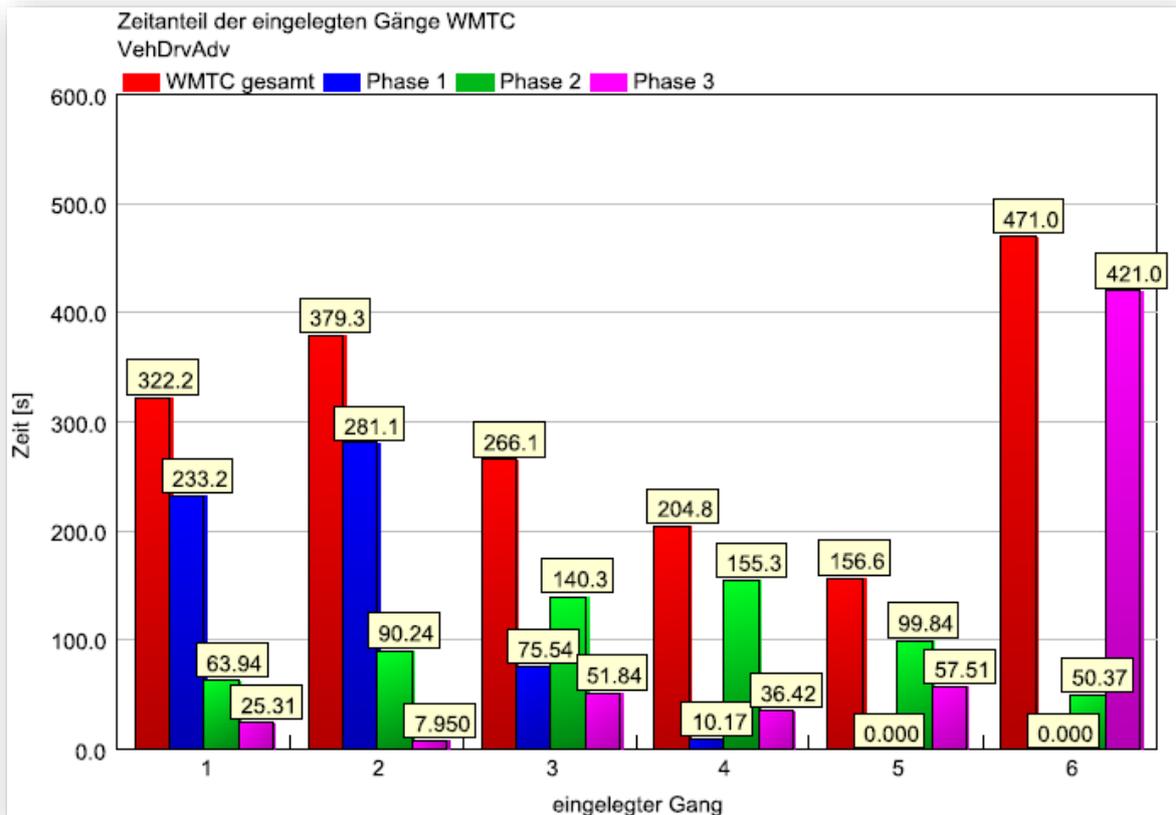


Abbildung 6-3; Zeitanteile der Gangnutzung anhand der WMTC- Vorschriften zum Gangwechsel

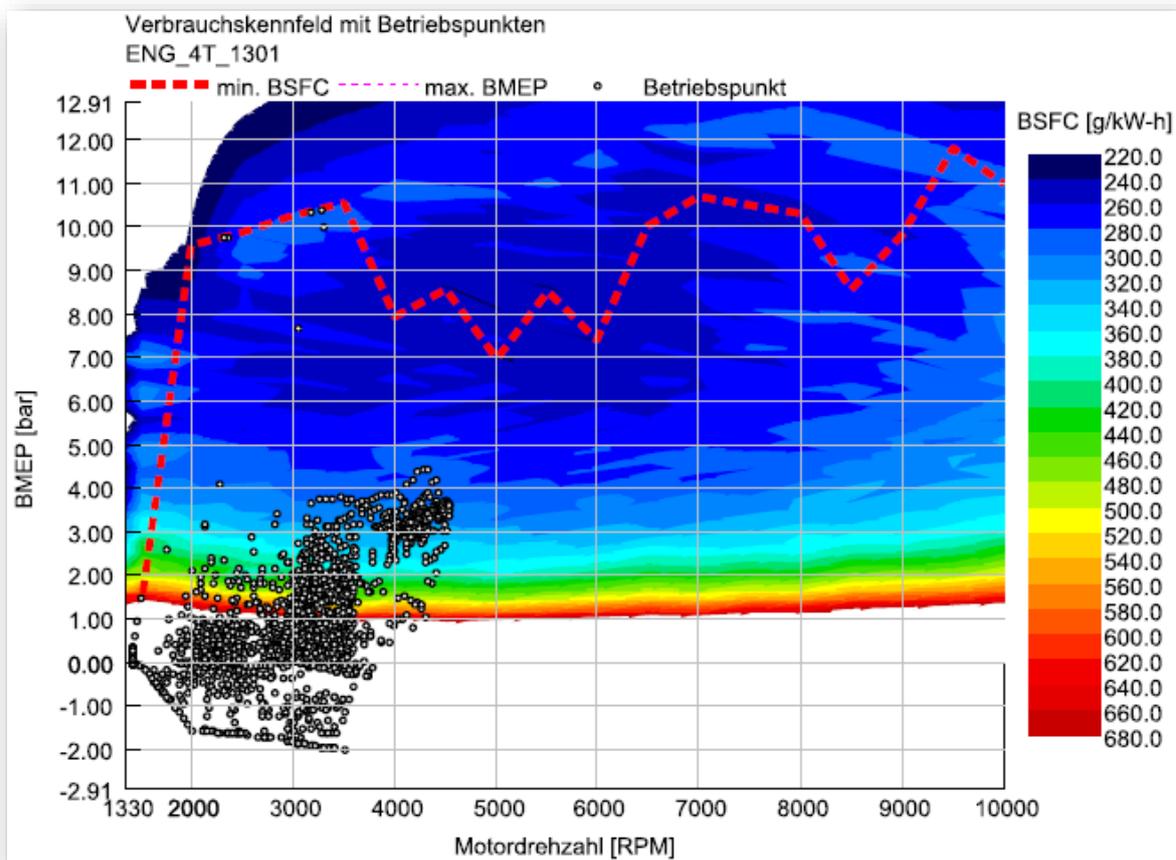


Abbildung 6-4; Verbrauchskennfeld des Motors mit Betriebspunkten während der WMTC- Fahrt

### 6.1.3 Sensitivitätsanalyse

Als Grundlage der Berechnungen dienten WMTC, KTM\_CC, KTM\_RC, FTP- 75 und der Zyklus SC03. Da für die firmeninternen Fahrprofile keine Kriterien hinsichtlich der Gangwahl vorgegeben sind, werden in diesen Fällen jene des WMTC herangezogen.

Im Bereich der reibungsbehafteten Bauteilkontakte mussten bezüglich des tribologischen Verhaltens Annahmen getroffen werden oder es wurde auf Daten der Literatur (Lohmann, Nachdruck 2009), (Kirchner, 2007) und (Naunheimer, et al., 2007) sowie jene der Verzahnungsberechnungen mit KISSOFT der Firma KTM zurückgegriffen. Dem Umfang der Verlustsimulation ist in 5.4 ein eigenes Unterkapitel gewidmet.

Die Einflüsse bestimmter Parameter wurden einer Sensitivitätsanalyse unterzogen. GT SUITE stellt zur Verkürzung der Rechenzeit für die Kupplung mehrere Vereinfachungen für die Reibungssimulation zur Verfügung. Bei Differenzdrehzahlen kleiner  $5 \frac{1}{min}$  zwischen Kupplungskorb und Nabe, wird Haftung ohne Schlupf bis zu einem definierten Grenzdrehmoment angenommen. Die Kupplung stellt somit eine starre Verbindung dar. Die Sensitivität des Modells Gesamtfahrzeugmodells hinsichtlich von Änderungen des Tribologiemodells bei kleinen Differenzgeschwindigkeiten ist vernachlässigbar.

Der Reibbeiwert der Kupplungsbeläge auf den Stahllamellen ist mit  $\mu = 0,16$ , bei Anwendung des Coulomb'schen Reibungsmodells festgesetzt worden. Dieser Wert wurde den Berechnungsunterlagen zur Auslegung der Kupplung entnommen (KTM AG, 2016). Die Versuche mit höheren Reibbeiwerten haben keinen Einfluss auf die Ergebnisse der Simulation. Um Schwankungen des Reibbeiwertes nach unten zu simulieren, erfolgten mehrere Berechnungen bis zum unteren Grenzwert  $\mu = 0,1$ . Dieser Grenzwert stellt eine Verringerung des Reibbeiwertes um mehr als ein Drittel dar. Werte außerhalb dieser Grenze, können angesichts des Auslegungskriteriums als außerhalb der Dimensionierungskriterien betrachtet werden. Bezüglich der Simulationsergebnisse konnten keine Unterschiede den Kraftstoffverbrauch betreffend ermittelt werden.

Ein weiterer Punkt der Sensitivitätsanalyse umfasst die Schubabschaltung der KrSt-Zuführung an den Motor. Wie bereits in Unterkapitel 5.3.7 erwähnt, kann die Kennlinie in GT SUITE – mit für diese Masterarbeit vertretbarem Aufwand – nicht von der Motorsteuerung dargestellt werden. Aus diesem Grunde wurde die Kennlinie auf einen Punkt, an dem die Schubabschaltung stattfindet, reduziert. In Absprache mit dem Applikateuren der Motorsteuerung der Firma KTM wurden  $5000 \frac{1}{min}$  (Mittelpunkt in der Kennlinie) festgelegt. Im Rahmen der Sensitivitätsanalyse konnte nur vernachlässigbar kleiner Einfluss auf den KrSt- Verbrauch – bei Vereinfachung auf eine bestimmte Motordrehzahl – festgestellt werden. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die Abweichungen des KrSt- Verbrauches von realem Fahrzeug und GT- Modell hinsichtlich der Schubabschaltung in den Gesamtabweichungen aus Tabelle 6-1 bereits subsummiert sind.

Da die Sensitivitätsanalyse nur vernachlässigbare Unterschiede bei den Ergebnissen zeigen konnte wird, auf eine separate Darstellung der Simulationsergebnisse verzichtet. Stattdessen wird auf die im digitalen Anhang gezeigten Protokolle zur Validierung des Modells mit Getriebekomponenten verwiesen.

## 6.2 6XT – Änderung mechanischer Kenngrößen

Im Zentrum dieses Unterkapitels stehen die Änderungen mechanischer Kenngrößen des Getriebes, wie unter 2.3 erläutert und deren Auswirkungen auf Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen. Die Stufenanzahl  $k$  soll während der Betrachtungen nicht geändert werden. Durch die Festlegung der Übersetzungen  $i$ , der Spreizung  $\varphi$  und den sich daraus ergebenden Größen erfolgt keine Einschränkung der Allgemeinheit für gestufte Getriebe. Die Ergebnisse der Simulation sind unabhängig von der mechanischen Bauweise (AT, DCT, MGT) anwendbar.

### 6.2.1 Analyse der Gangnutzungs- und Wechselcharakteristik des WMTC

Der Prüfzyklus WMTC schreibt für den Stufenwechsel Parameter vor, die bei Überschreiten einen Wechsel in den nächsthöheren oder niedrigeren Gang auslösen. Geringe Unterschiede bestehen in der Formel zur Bestimmung der Parameter, während die EU-Richtlinie 134/2014/EU (Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften, 2013) eine Geschwindigkeit vorschreibt, definiert die Global technical regulation No. 2 (United Nations Economic Commission for Europe, 2004) eine Drehzahl des Motors für den Gangwechsel. Die sich daraus ergebenden Schaltpunkte der einzelnen Gänge stimmen jedoch überein. In GT SUITE gestaltet sich die Festlegung des Gangwechsels jedoch leichter über die Motordrehzahl, weshalb im Weiteren dieses Verfahren herangezogen wird.

Die Drehzahlen für die Bestimmung des Stufenwechsels lassen sich nach folgenden Formeln berechnen:

- Erhöhung der Fahrstufe

$$n_{1 \rightarrow 2} = \left( 0,5753 \cdot e^{-1,9 \cdot \frac{P_{rat}}{m_{viro}}} - 0,1 \right) \cdot (n_{rat} - n_{idle}) + n_{idle}$$

Formel 6-1

$\forall k > 1$

$$n_{k \rightarrow k+1} = \left( 0,5753 \cdot e^{-1,9 \cdot \frac{P_{rat}}{m_{viro}}} \right) \cdot (n_{rat} - n_{idle}) + n_{idle}$$

Formel 6-2

- Verringerung der Fahrstufe

$\forall k \geq 4$

$$n_{k \rightarrow k-1} = \left( 0,5753 \cdot e^{-1,9 \cdot \frac{P_{rat}}{m_{viro}}} \right) \cdot (n_{rat} - n_{idle}) + n_{idle}$$

Formel 6-3

$$n_{3 \rightarrow 2} = \left( 0,5753 \cdot e^{-1,9 \cdot \frac{P_{rat}}{m_{viro}}} - 0,1 \right) \cdot (n_{rat} - n_{idle}) + n_{idle}$$

Formel 6-4

$$n_{2 \rightarrow 1} = 0,03 \cdot (n_{rat} - n_{idle}) + n_{idle}$$

Formel 6-5

Daraus ergibt sich eine zeitliche Verteilung der Stufennutzung, wie in Abbildung 6-5 ersichtlich. Während der Zykluszeit von 1800s werden 159,2s bei FZG- Stillstand mit eingelegtem 1. Gang verbracht. Die folgenden Abbildungen zeigen ein Motor- sowie ein Verbrauchskennfeld mit der zeitlichen Verteilung der Betriebspunkte. Darin ist ersichtlich, in welchen Kennfeldbereichen hoher KrSt- Verbrauch vorliegt und wie häufig diese genutzt werden.

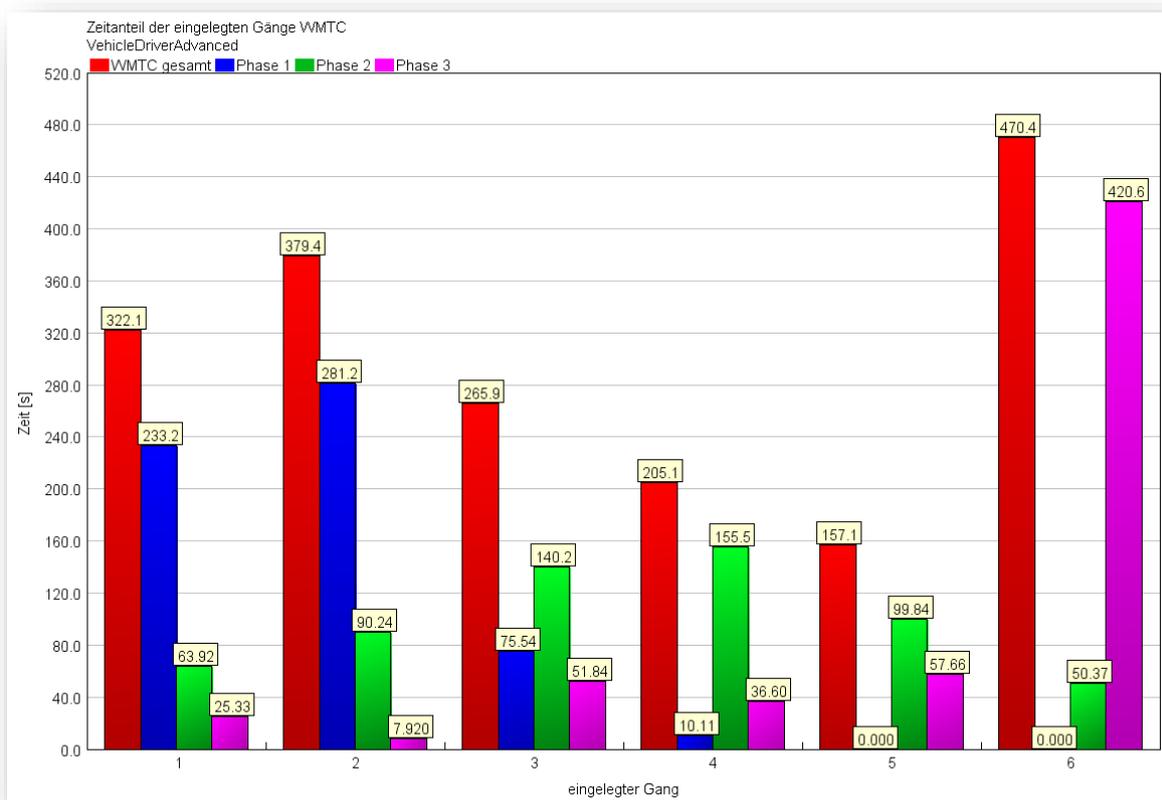


Abbildung 6-5; Zeitanteile der Phasen im WMTC pro Gang

Die jeweiligen Schaltdrehzahlen sind – nach den obigen Formeln – nur von Nenn- Drehzahl und Leistung, Fahrzeugmasse und Leerlaufdrehzahl abhängig. Sie bleiben unabhängig von den Übersetzungen des Getriebes konstant. Daraus lässt sich – zusammen mit den Zeitanteilen aus Abbildung 6-5 – folgende Überlegung ableiten, ohne die Fahrbarkeit zu berücksichtigen.

Der erste Gang kann aufgrund des Anfahrvorganges nicht so ausgelegt werden, dass das Fahrzeug mit möglichst geringem KrSt- Verbrauch betrieben wird. Es ist zweckmäßig, möglichst früh die Schaltdrehzahl zu erreichen, um in die nächste Fahrstufe zu wechseln. Der dritte Gang ist für weite Teile der Phase 1 zu schnell übersetzt, daher muss die Übersetzung der zweiten Fahrstufe möglichst schnell, aber mit ausreichendem Stufensprung  $\varphi_{2;3}$  ausgelegt werden. Für den Autobahnteil (Phase 3) ist zur Kraftstoffersparnis ein langer sechster Gang nötig, wobei die Überlegung der Stufen  $k = 1,2$  übertragbar ist.

Dies wird durch die Simulationsergebnisse bestätigt. Für den Stadtanteil (Phase 1) trifft obige Überlegung zu, wobei die Stufen  $k = 5,6$  nicht genutzt werden. In Phase 2 werden die Gänge im Allgemeinen gleichmäßiger genutzt. Der streckenbezogene KrSt- Verbrauch weist vernachlässigbar kleine Veränderungen auf. Da sich die Nutzung der ersten beiden Gänge auf je einen Anfahr- und Anhaltvorgang beschränkt, sind die Auswirkungen auf Phase 3 dabei als sehr gering zu bewerten. Mit Hilfe einer lang übersetzten schnellsten Fahrstufe kann eine niedrige Motordrehzahl und damit eine Verbrauchverbesserung erreicht werden.

## 6.2.2 Erhöhung der Spreizung

Die Erhöhung der Spreizung kann grundsätzlich in beide Richtungen – hin zu den langsamen oder schnellen Fahrstufen – erfolgen. Zunächst soll eine Randwertbetrachtung der Triebstrangübersetzung durchgeführt und die Entwicklung des KrSt- Verbrauches unter Beibehaltung der WMTC- Schaltregeln analysiert werden. Die Randwertbetrachtung bei gleichbleibender Triebstrangübersetzung der langsamsten Fahrstufe wird hier zuerst besprochen. Im Anschluss finden sich die Ergebnisse und Analyse bei gleichbleibender Triebstrangübersetzung des schnellsten Ganges. Dazu wird auf den digitalisierten Anhang verwiesen der die Serien- Übersetzungen und je drei Varianten mit zunehmender Spreizung, mit ungefähr linearer Progressionscharakteristik unterschiedlicher Steigung zeigt. Um eine Randwertbetrachtung zu erreichen muss dazu abwechselnd die Triebstrangübersetzung der langsamen oder schnellsten Fahrstufe konstant gehalten werden. Im Anhang finden sich dazu zwei Tabellen die die Änderungen der Übersetzungsverhältnisse anführen.

Durch die Erhöhung der Spreizung, wird in den schnellen Gängen eine Absenkung der Motordrehzahl erreicht und damit der Betrieb in einem Punkt geringeren KrSt- Verbrauches ermöglicht. In untenstehender Abbildung 6-6 lässt sich erkennen, dass die Absenkung der Triebstrangübersetzung zu einer Reduktion des Verbrauches führt. Sehr großen Einfluss auf die Trendentwicklung hat dabei der Progressionsfaktor, der den Verlauf des KrSt- Verbrauches stark beeinflusst. Im heute verbauten 6MT nimmt die Progression mit den schnelleren Fahrstufen immer mehr ab. Wird den Getriebemodellen diese Charakteristik zugrunde gelegt, so ergeben die Berechnungen keine nennenswerten Einsparungen unter Triebstrangübersetzungen von  $i_{prim\_6\_sek} \approx 3,75$ .

Die Gründe dafür sind in der Nutzungscharakteristik der Getriebestufen zu finden. Mit zunehmender Spreizung verlagert sich die Nutzung immer stärker zu den höher übersetzten Fahrstufen. In Variante 3 wird schließlich der 6. Gang auch in der Autobahn-Phase nicht mehr genutzt, da die erforderliche Drehzahl für den Gangwechsel nicht erreicht wird.

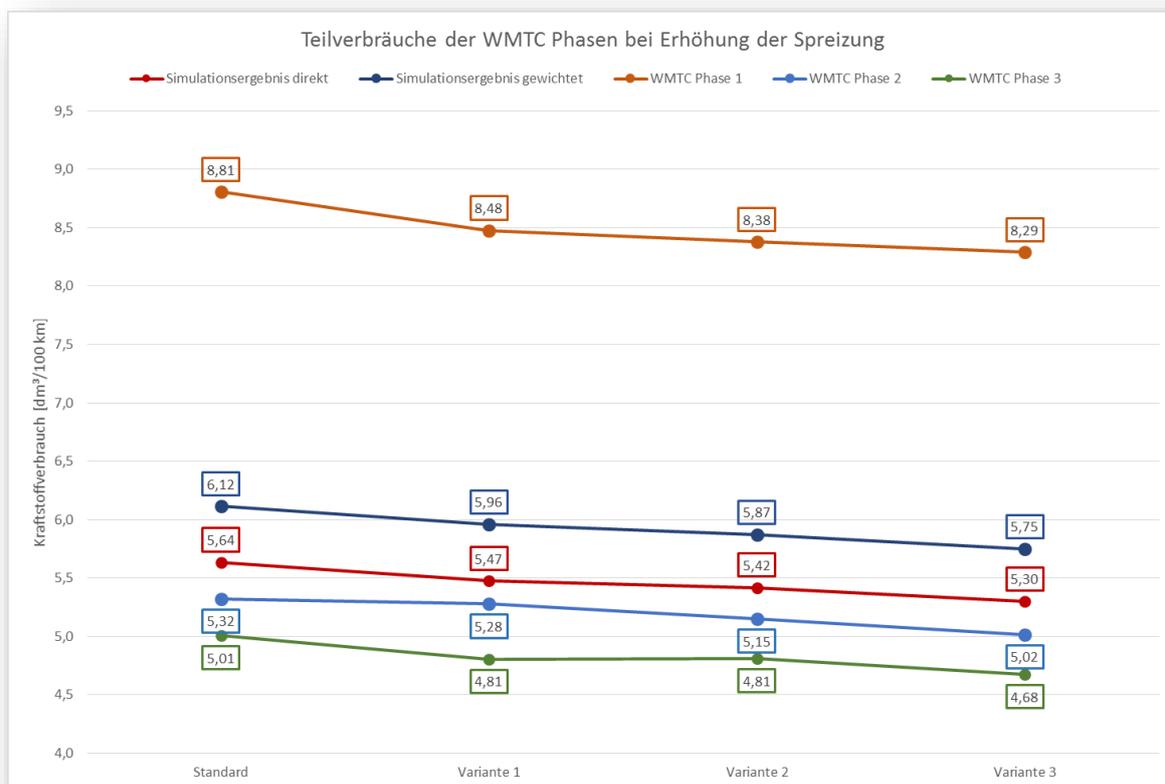


Abbildung 6-6; Beispiele von Teilverbräuchen der WMTC Phasen mit zunehmender einseitiger Erhöhung der Spreizung der schnellen Fahrstufen

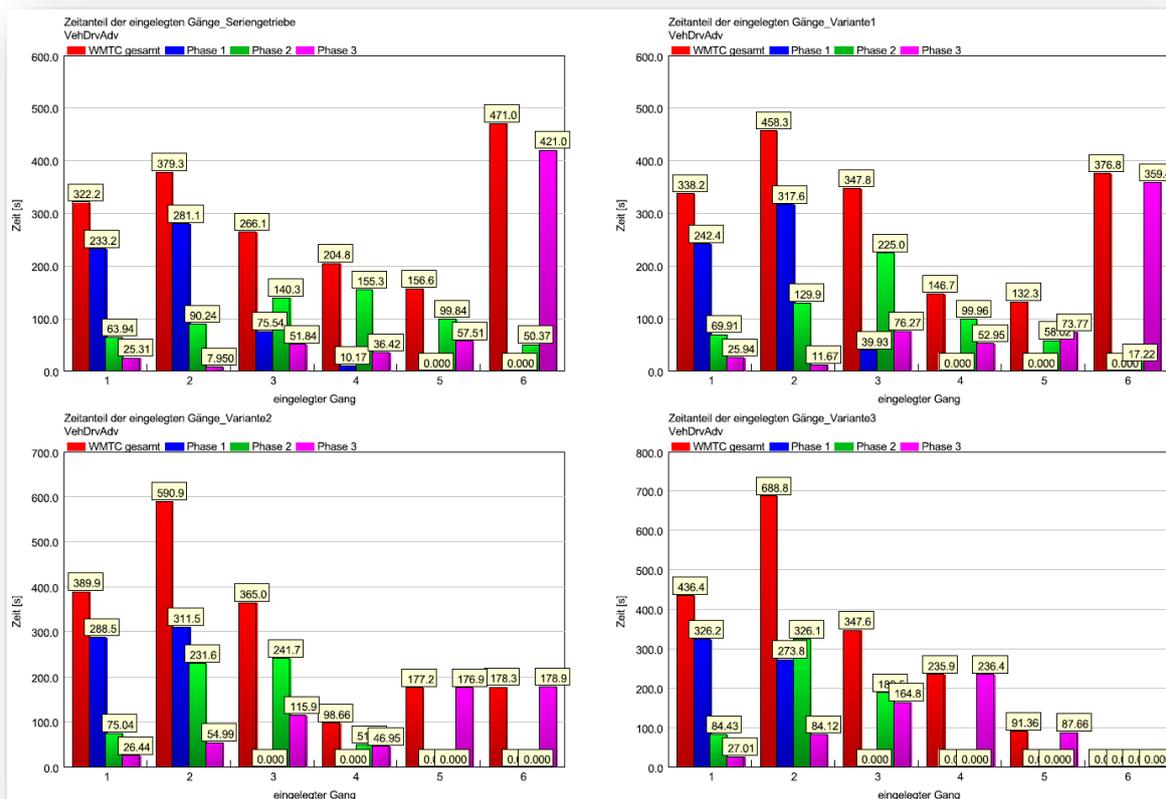


Abbildung 6-7; Zeitanteile der Gangnutzung im WMTC, Randwertbetrachtung bei Erhöhung der Spreizung auf Seite der schnellen Fahrstufen

Bei der Betrachtung der Simulationsdaten für Variante 3 fällt auf, dass es in der Stadtphase zu ständigem Wechsel zwischen 1. und 2. Gang kommt, weshalb die Ergebnisse der Verbrauchssimulation nur eingeschränkt Gültigkeit haben. Zur besseren Übersichtlichkeit finden sich die Ergebnisse im digitalisierten Anhang der Simulationsergebnisse.

Die Randwertbetrachtung mit unveränderter Triebstrangübersetzung in der schnellsten Fahrstufe bewirkt eine tendenzielle Erhöhung des Kraftstoffverbrauches. Der Verlauf der Progression spielt dabei eine geringere Rolle, als beim Vergleich von Triebstrangübersetzungen mit unverändertem langsamsten Gang. Die Anwendung der unter 6.2.1 angeführten Überlegungen, ermöglichen Einsparungen im KrSt- Verbrauch, allerdings kommt es dabei zu deutlichen Sprüngen im Progressionsverlauf. Wie zu erwarten, sind die Änderungen in der Autobahnphase des WMTC zu vernachlässigen. Anstiege lassen sich bei linearem Progressionsfaktor in den beiden anderen Phasen verzeichnen, wobei jener des Stadtanteils am gravierendsten ausfällt.

Ab einer Triebstrangübersetzung von  $i_{prim\_1\_sek} \approx 14,8$  werden die positiven Effekte des früheren Erreichens der Schaltdrehzahl durch die große Untersetzung aufgehoben. Dies ist auch in der Verteilung der Betriebspunkte im Verbrauchskennfeld begründet. An dieser Stelle muss jedoch einschränkend erwähnt werden, dass der innerhalb kurzer Zeit alternierende Gangwechsel bei diesen Berechnungen verstärkt auftritt.

Um eine Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse zu erreichen, wurden bei beiden Randwertbetrachtungen in den jeweiligen Varianten gleiche Stufenübersetzungen verwendet. D.h. die Triebstrangübersetzungen wurden mit Hilfe der Primär- und Sekundärübersetzung angepasst.

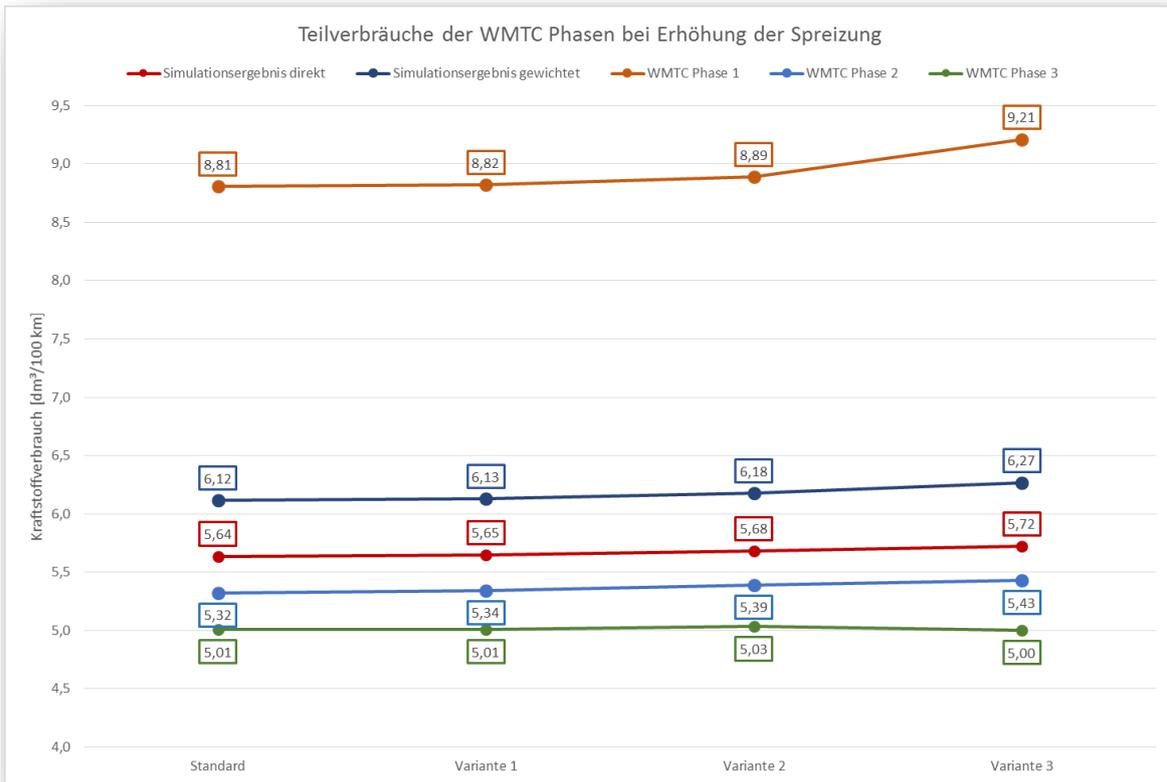


Abbildung 6-9; Beispiele von Teilverbräuchen der WMTC Phasen mit zunehmender einseitiger Erhöhung der Spreizung der "langsamen" Fahrstufen

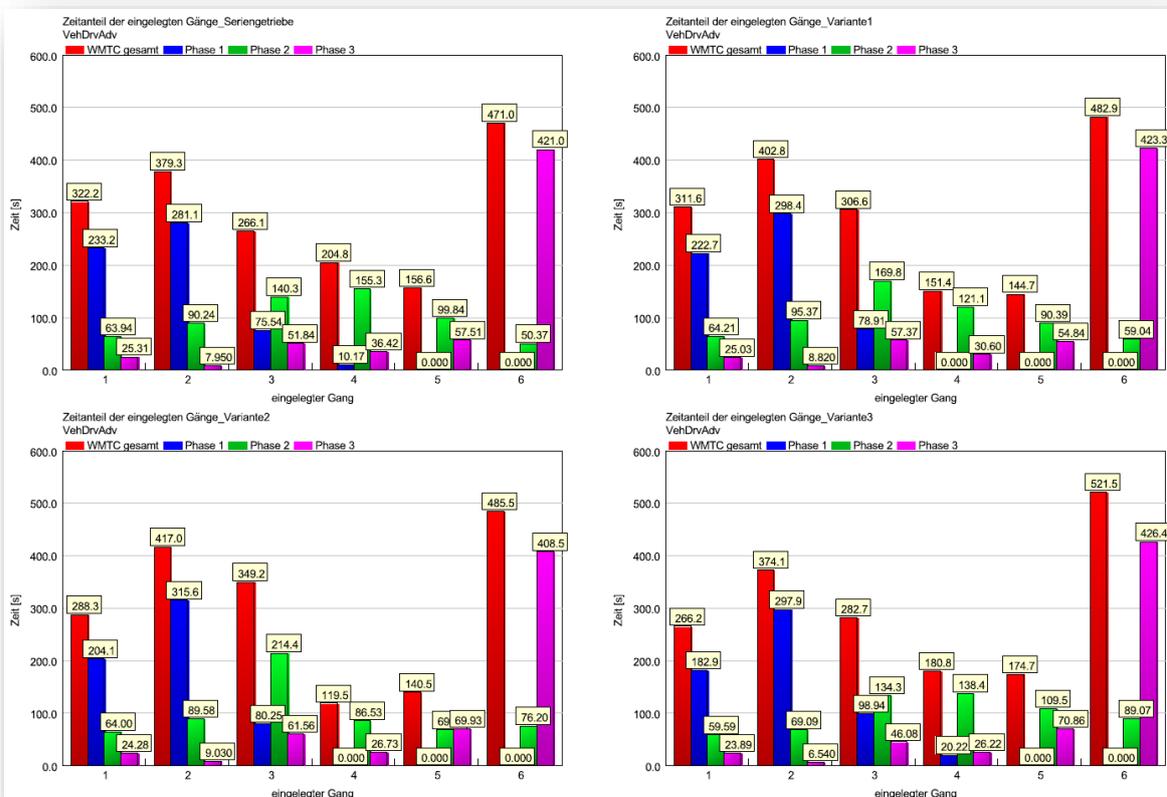


Abbildung 6-8; Zeitanteile der Gangnutzung im WMTC, Randwertbetrachtung bei Erhöhung der Spreizung auf Seite der langsamen Fahrstufen

### 6.3 Schaltstrategieermittlung – 6XT

Das erste Ziel der Simulationen stellt die Ermittlung einer Schaltstrategie für das bestehende Seriengetriebe dar. Dies dient einerseits der Beleuchtung der Möglichkeiten mit dem existierenden Getriebe, andererseits der Schaffung von Referenzen für die spätere Variation der Übersetzungsverhältnisse der Fahrstufen.

In einem weiteren Simulationsdurchlauf wurden die Übersetzungen der einzelnen Fahrstufen in gewissen Grenzen zur Parametervariation freigegeben. Womit es möglich ist die jeweiligen Fahrstufen mittels DoE ermitteln zu lassen. Die stark gesteigerte Anzahl an Variationsparametern ließ die Simulationszeit ansteigen, sodass die Berechnungen teilweise bis zu 33 Stunden in Anspruch nahmen. Die Aufzeichnung von Signalverläufen über die Zeit war bei den DoE- Berechnungen zur Übersetzungswahl, aufgrund der entstehenden Dateigröße, nicht möglich. Die Analyse erfolgte anhand der unter 5.2.2 angeführten Kriterien. Als Referenz diente dazu das in Serienproduktion befindliche Getriebe und dessen Simulationen zu den Schaltstrategien.

#### 6.3.1 Simulationsparameter

Während der Durchführung der Simulationen zeichnete sich eine zu bevorzugende Herangehensweise an die Schaltstrategieermittlung ab. Die Berechnung aller Fahrzyklen – wie im Anhang C dargestellt – und der Kriterien für die Fahrzeuglängsdynamik während eines Durchlaufes war nicht möglich. Die zu erstellenden Ergebnisdateien wiesen eine Größe von mehreren 10 Gigabyte auf und es traten während der Berechnung immer wieder Abstürze auf.

Dies erforderte, dass für jedes der zu berechnenden Fahrprofile ein eigenes Modell erstellt werden musste, das jeweils nur ein Getriebe- Konzept abdeckte. Der Berechnungsablauf wurde in mehrere Abschnitte unterteilt und sah eine Generierung der Schaltstrategien, die Berechnung der Fahrprofile mit den zuvor generierten Strategien und im Falle eines Modells zusätzlich die Simulation des Performance- Profils vor. Zusätzliche Modelle entstanden im Falle der 6- Gang- Konzepte durch die Generierung von Schaltstrategien für das Seriengetriebe und die Berechnung gänzlich neuer Übersetzungsvarianten. Für die gestuften Getriebe- Konzepte abseits der sechs Fahrstufen, wurde nur eine Modellvariante zur Generierung neuer Übersetzungs- und Schaltstrategien erstellt.

Im Rahmen der Simulationen sollen, wie bereits erwähnt, zuerst die Aspekte der Automatisierung des Seriengetriebes betrachtet werden. Da hierfür die Übersetzungen nicht geändert werden können, entfallen sie als Simulationsparameter. Zur Ermittlung einer Schaltstrategie für das automatisierte Serien- Schaltgetriebe kommen folgende Parameter im GT SUITE – Modell infrage:

- Der Bereich besten spezifischen KrSt- Verbrauches:  
Dieser lässt sich aus den bereits ermittelten Kennfeldern, siehe Abschnitt 5.3.3, herauslesen. Das Optimum des BSFC liegt im Betriebspunkt bei  $n_{BSFCmin} = 4500 \frac{1}{min}$  und  $BMEP_{BSFCmin} = 9,194 \text{ bar}$ . Die Variation der Parameter findet zwischen  $BMEP = 8,9 \div 9,3 \text{ bar}$  und den Drehzahlen  $4300 \div 4700 \frac{1}{min}$  statt.
- Drosselklappenstellung nach dem Hochschaltvorgang  $\alpha_{max,k;k+1}$ :  
Wird unmittelbar nach dem Gangwechsel die Drosselklappe wieder geöffnet, so darf dieser Wert – bei der Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit – maximal im Bereich von  $60 \div 100 \%$  liegen.
- Mindestdrehzahl nach dem Hochschaltvorgang  $n_{min,k;k+1}$ :  
Jene Drehzahl die unmittelbar nach dem Gangwechsel nicht unterschritten werden darf.

Die letzten beiden Kriterien verhindern den Schaltvorgang, sofern sie nicht erfüllt werden können.

Daraus ergeben sich 80 Einzelfallbetrachtungen – die im weiteren „case“ genannt werden – je Berechnungsabschnitt und Modell. Die Rechenzeit beträgt hierfür zwischen  $2,5 \div 3,5$  Stunden.

Die zweite Gruppe stellten Simulationen, bei denen die mech. Kennzahlen nicht explizit vorgegeben waren, dar. Dies trug zur Erweiterung der Simulationsparameter auf die Übersetzungen der einzelnen Fahrstufen bei. Die Stufenübersetzungen waren im Rahmen der DoE- Rechnung jedoch nicht vollkommen frei wählbar. Diese Regulierung musste erstellt werden, da sich in vorangegangenen Simulationen herausstellte, dass ansonsten kein logisches Muster für die Übersetzungen zur Anwendung kommt. D.h. die geläufige Zuordnung von fallendem Übersetzungsverhältnis zu steigender Gangnummer war nicht gegeben.

Für jede Stufe wurde deshalb ein Bereich festgelegt, in dem die Übersetzung variieren darf. Hinsichtlich der Randübersetzungen der schnellsten und langsamsten Fahrstufe kamen die Erkenntnisse aus den Randwertuntersuchungen zu Anwendung.

- 1. Gang:  $i_1 = 2,2 \div 3,0$
- 2. Gang:  $i_2 = 1,7 \div 2,2$
- 3. Gang:  $i_3 = 1,4 \div 1,7$
- 4. Gang:  $i_4 = 1,12 \div 1,4$
- 5. Gang:  $i_5 = 0,98 \div 1,12$
- 6. Gang:  $i_6 = 0,85 \div 0,98$

Aufgrund der Erweiterung auf zehn Simulationsparameter stieg die Anzahl an Cases auf 1001 für jeden Berechnungsabschnitt an.

### 6.3.2 Sensitivitätsanalyse des Schaltstrategie- Modells

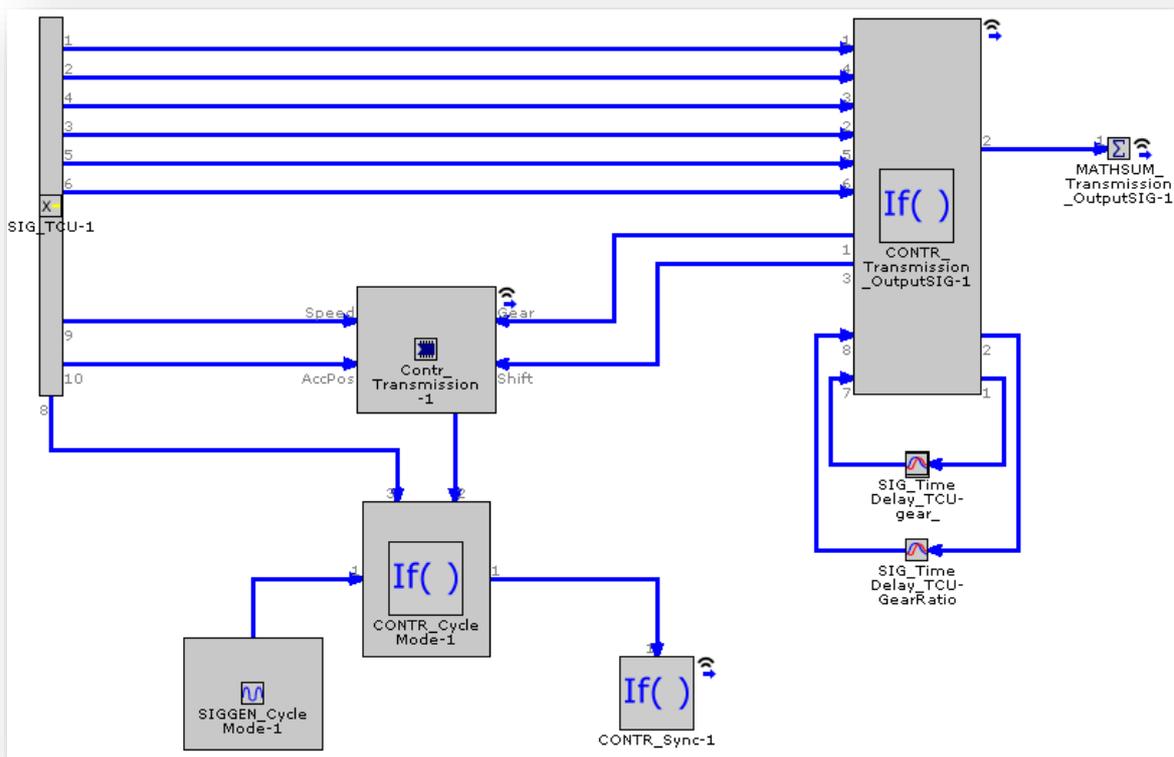
Durch die bereits in der Beschreibung des Modellaufbaus erwähnten Veränderungen, erfolgte zunächst eine ausführliche Analyse des Modells und der Auswirkung der verschiedenen DoE- Parameter.

Die Verwendung der gleichen Schaltstrategie in den Modellen zur Schaltstrategieermittlung und in jenen mit Getriebekomponenten, führte zu Unterschieden im KrSt- Verbrauch. Angesichts der bisher sehr guten Übereinstimmung der Fahrzeugmodelle untereinander, warf dies die Frage der Sensitivität der Modelle hinsichtlich der verwendeten Templates und deren Parameter auf.

Da am Modell zur Schaltstrategieermittlung einige Änderungen vorgenommen wurden, erfolgte eine aufwändige, schrittweise Überprüfung der Modelle und Simulationsergebnisse. Bedingt durch die Auslegung auf die DoE- Anwendung sind Änderungen am Modell zur Schaltstrategieermittlung nur in sehr geringem Umfang möglich, weshalb eine Variante des Modells mit Getriebekomponenten schrittweise angepasst wurde.

Der Bereich Getriebesteuerung wurde aus dem Driver- Template entnommen und durch ein separates TCU- Template ersetzt, um bei der Getriebesteuerung einen gleichwertigen Modellaufbau zu erreichen. Durch mehrere Simulationen konnte bestätigt werden, dass die Ausführung der Getriebesteuerung keinen Einfluss auf die Ergebnisse hat. Die Änderungen sind im Vergleich der Abbildung 5-4, mit der unten gezeigten, ersichtlich.

Um etwaige Bedenken zu entkräften, dass im zweispurigen Fahrzeug einige Parameter der Fahrzeugdefinition nicht korrekt festgelegt wurden, erfolgte die Simulation einer weiteren Variante eines Modelles mit Getriebekomponenten als vierrädriges Fahrzeug. Um dabei Übertragungsfehler auszuschließen, wurden die Templates aus dem Schaltstrategie-Modell kopiert. Der Vergleich zwischen dem zwei- und vierrädrigen Modell weist Abweichungen des KrSt- Verbrauches um  $\sim 3\%$  aus. Da sich die Abweichungen zwischen Schaltstrategie- Modellen und jenen mit Getriebekomponenten in derselben Größenordnung befinden, können sie auf den unterschiedlichen Modellaufbau zurückgeführt werden.



**Abbildung 6-10; TCU- Aufbau des Modelles mit Getriebekomponenten für den Vergleich mit dem Modell zur Schaltpunkt Ermittlung**

Durch den Anbau einer fiktiven linken Fahrzeugseite – siehe Anhang B – stellte sich die Frage nach den Beiwerten für den Rollwiderstand. Da das Vorderrad mit zwei gleichwertigen Hälften simuliert wird, wirken auf diese dieselben Beiwerte. Zur Übertragung der Bremskräfte sind auf beiden Vorderradhälften dieselben Reibbeiwerte festgelegt. Wobei hier angemerkt sei, dass die Simulation der Haftreibung stark vereinfacht ausgeführt wird. Dies ist einer Verkürzung der Rechenzeit geschuldet. Die in den Fahrprofilen im Allgemeinen geringen geforderten Beschleunigungen, resultieren in hohen Haftungsreserven, weshalb die Annahme, dass an den Rädern kaum Schlupf auftritt, als gültig angesehen werden kann.

Der Aufbau des Hinterrades wirft jedoch einige Fragen auf. Es gilt zu klären, wie sich unterschiedliche Werte für Roll- und Haftreibung sowie der Modellaufbau auf die Simulation des KrSt- Verbrauches und der Emissionen auswirken. Für die beiden Reibkennwerte kann angeführt werden, dass sie nur geringfügigen Einfluss auf die Abgaskomponenten haben. Die Schwankungen bezogen auf das jeweilige Fahrprofil können dazu nachstehender Tabelle entnommen werden.

**Tabelle 6-2; Schwankungen des KrSt- Verbrauches zufolge des Rollwiderstandsbeiwert im fiktiven 4-Rad- Modell zur Schaltstrategieermittlung**

	Einheit	Simulations- ergebnis Rollwiderstands- beiwert 0,015	Simulations- ergebnis nahezu reibungsfrei	prozentuale Abweichung
Kraftstoffverbrauch WMTC gesamt	$dm^3/100km$	5,597	5,536	1,092
Kraftstoffverbrauch KTM_CC	$dm^3/100km$	10,044	10,002	0,421
Kraftstoffverbrauch KTM_RC	$dm^3/100km$	6,529	6,424	1,147
Kraftstoffverbrauch FTP- 75	$dm^3/100km$	7,089	7,040	0,682

### 6.3.3 Erklärung zur Zuordnung der Schaltstrategien

GT SUITE ordnet die Nummern des Rechendurchlaufes (Einzelfallbetrachtungen auch case genannt) immer chronologisch zu. Dies verursacht bei der Ermittlung von Schaltstrategien die Besonderheit, dass sämtliche Berechnungen eigenständig und ohne Verknüpfungen durchgeführt werden. Im Rahmen der Schaltstrategieermittlungen kommt es zu drei vordefinierten Abschnitten von Rechendurchläufen, was in 6.3.1 bereits erwähnt wurde. Diese umfassen,

- den Rechendurchlauf zur Ermittlung der Schaltstrategie
- den Rechendurchlauf zur Berechnung des Kraftstoffverbrauches anhand eines Fahrprofils (WMTC, KTM\_CC, KTM\_RC, FTP- 75, SC03) und
- den Rechendurchlauf zur Ermittlung der fahrdynamischen Kennwerte.

Anhand eines Beispiels für 500 Schaltstrategien sei skizziert, dass Case- Nr. 1 ÷ 500 der Schaltstrategieermittlung dienen. Im Anschluss erfolgt von Case- Nr. 501 ÷ 1000 die Berechnung des Kraftstoffverbrauches anhand der jeweiligen Strategie im definierten Fahrprofil. Den Abschluss bildet die Ermittlung der fahrdynamischen Kennwerte in Case- Nr. 1001 ÷ 1500. Eine Zuordnung der Art, dass erkannt wird; Schaltstrategie- Nummer 1 steht in Beziehung mit den Ergebnissen aus Case 501 und 1001 erfolgt nicht. Auch die Kontaktierung des GT Supportteams brachte hier keine Abhilfe, die eine Verbesserung der Übersichtlichkeit gewährt hätte. Die Wertung nach den Einzelkriterien musste deshalb mit Hilfe von Matlab erfolgen.

### 6.3.4 Schaltstrategieermittlung am Seriengetriebe

Grundlagen der Schaltstrategiesimulationen bilden die Untersuchungen am Seriengetriebe. Das Ziel bestand darin, für das zurzeit in der KTM 1290 SUPER DUKE GT verbaute manuelle Schaltgetriebe eine Schaltstrategie für die Automatisierung zu finden. Dabei sollen die bereits erklärten Wertungskriterien zur Anwendung kommen und den Vergleich zu den Homologationsmessungen ermöglichen.

Abbildung 6-11 zeigt die Zusammenfassung der Wertungskriterien für E&V und FLD. Im digitalen Anhang sind dazu vergrößerte Diagramme verfügbar. Es erfolgte eine Simulation mit 80 Schaltstrategien. Aufgrund der chronologisch erfolgten Ermittlung der Kriterien, sind diese unterschiedlich nummeriert. Beispielsweise sind der Schaltstrategie Nummer 1, die Wertungen 81 und 161 zugewiesen.

Es ist klar ersichtlich, dass hinsichtlich Emissionen & Verbrauch Case- Nr. 116 die beste Wertung ausweist. Dessen fahrdynamische Wertung weist auf ein vergleichsweise träges Fahrverhalten hin. Bei der Betrachtung der Fahrdynamikwertung fällt auf, dass 29 Strategien die gleiche Wertung erreichen. Wenig überraschend ist der Zielkonflikt zwischen der Fahrdynamik- und der Emissions & Verbrauchs- Wertung.

Die bereits angesprochenen Probleme bei der Zuweisung der Nummern von Cases und den Schaltstrategien, machen einen Datenexport aus GT Suite zur weiteren Auswertung nötig. Diese wurde mit MATLAB, nach dem in Abschnitt 5.2.3 beschriebenen Verfahren, durchgeführt. Der entsprechende Programmier- Code findet sich in Anhang B.

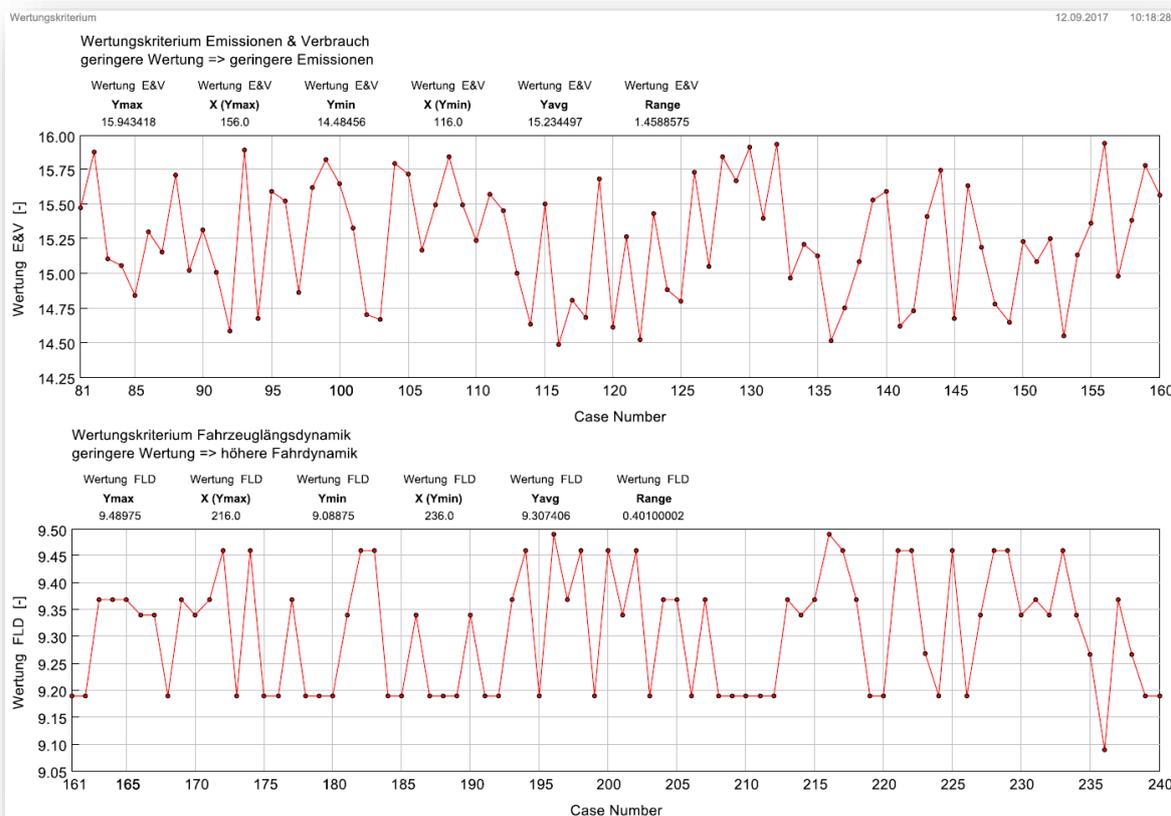


Abbildung 6-11; Vergleich der Einzelwertungen Emissionen & Verbrauch und Fahrzeuglängsdynamik für das Seriengetriebe

An dieser Stelle darf nochmals darauf verwiesen werden, dass eine geringere Wertung für Emissionen & Verbrauch sowie die Fahrzeuglängsdynamik, die Beurteilungskriterien besser erfüllt. Eine Beschreibung des angelegten Beurteilungskataloges ist in Unterkapitel 5.2 zu finden.

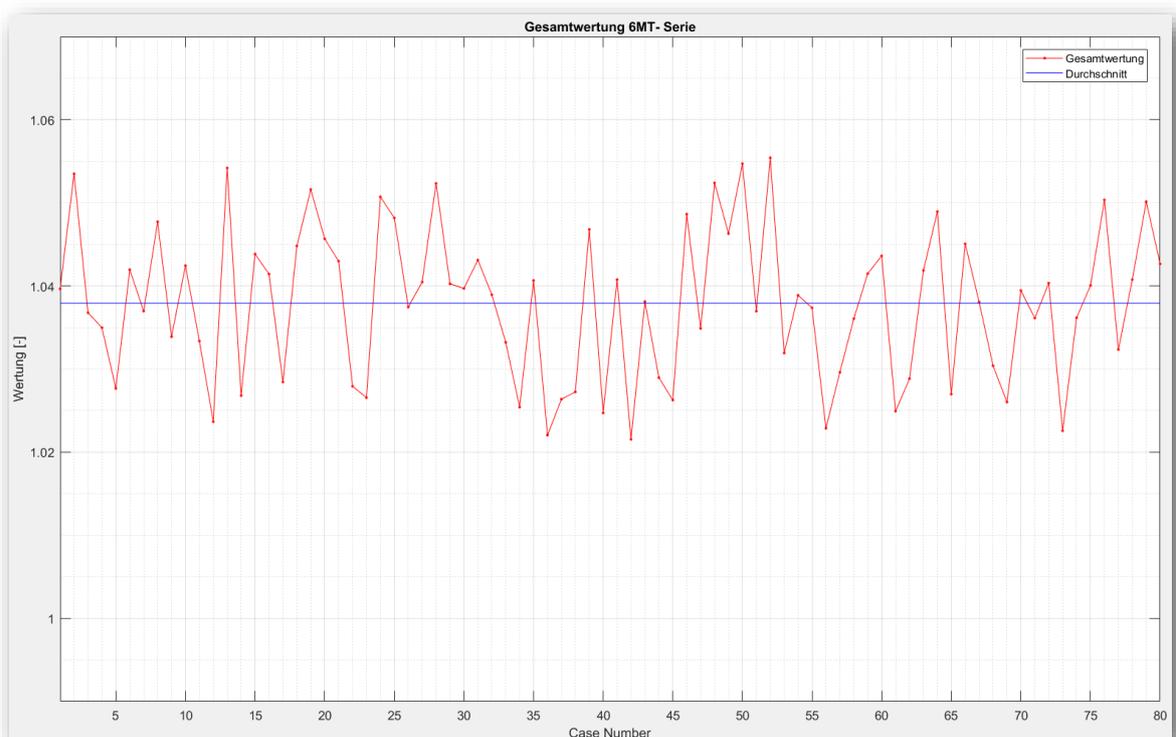


Abbildung 6-12; Gesamtwertung der Schaltstrategie- Kriterien für das 6MT- Serie

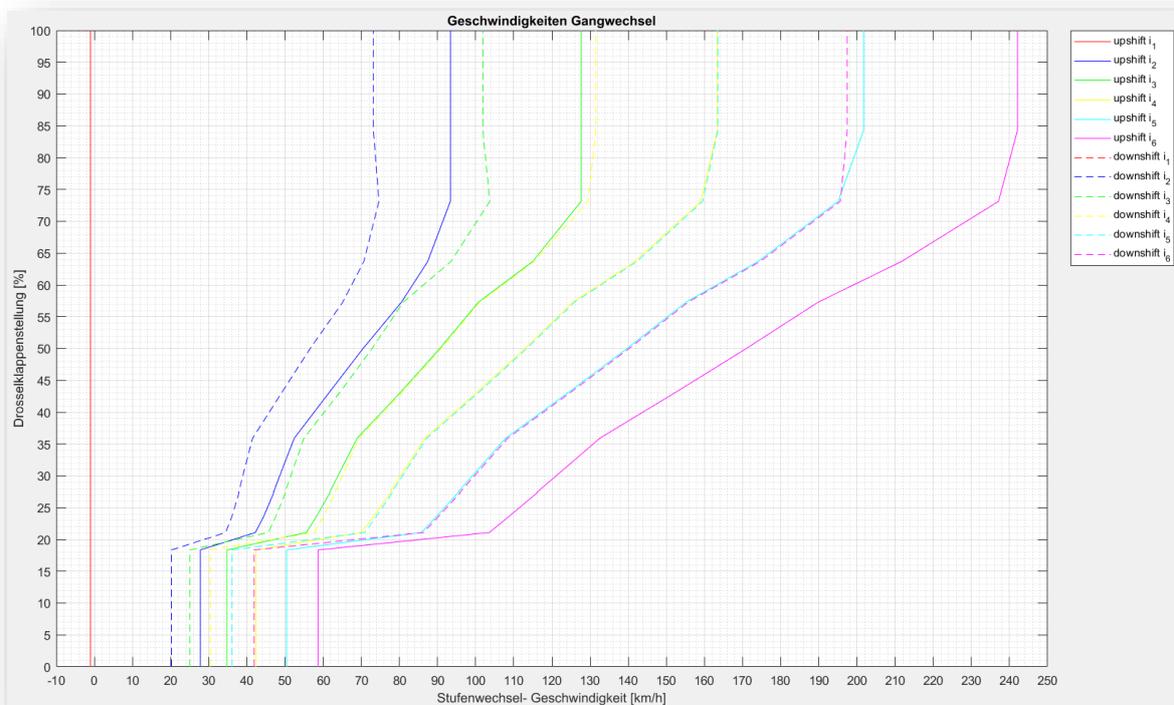
Der beste Kompromiss wird durch Schaltstrategie- Nr. 42, der schlechteste durch Nr. 52 erreicht, deren Simulationsparameter in nachstehender Tabelle verzeichnet sind. Die Ergebnisse hinsichtlich der Verbräuche der jeweiligen Fahrprofile aus der Schaltstrategieermittlung, sind in Tabelle 6-4 jenen der Simulation im Modell mit Getriebekomponenten gegenübergestellt. Abbildung 6-13 stellt die ermittelte Schaltstrategie graphisch dar, die Simulationsprotokolle finden sich im digitalen Anhang. Einer Besonderheit von GT SUITE ist es geschuldet, dass die Graphen der niedrigsten Fahrstufe den Wert  $-1$  aufweisen müssen.

Tabelle 6-3; Simulationsparameter der Best- und Schlechtest- Schaltstrategie am Seriengetriebe

Simulationsparameter	Einheit	Strategie 42	Strategie 52
eff. Mitteldruck für minimalen KrSt-Verbrauch –Referenzdruck	bar	9,3052	9,40053
Motordrehzahl bei minimalem KrSt-Verbrauch – Referenzdrehzahl	$1/min$	4918,87	4456,15
maximale Last nach dem Hochschaltvorgang	%	73,4911	65,2246
minimale Drehzahl nach dem Hochschaltvorgang	$1/min$	2030,85	2981,38
Gesamtwertung	–	1,02154681	1,05541639
Absolutwert der Kriterien Emissionen & Verbrauch / Fahrzeuglängsdynamik / Gesamt		14,516700 / 9,460250 / 23,976950	15,930556 / 9,188750 / 25,119306

**Tabelle 6-4; Gegenüberstellung der Ergebnisse der Schaltstrategieermittlung und des Modells mit Getriebekomponenten für das Seriengetriebe Schaltstrategie- Nr. 42**

	Einheit	Ergebnis der DoE-Berechnung	Simulationsergebnis gewichtet/direkt	prozentuale Abweichung
Kraftstoffverbrauch WMTC gesamt	$dm^3/100km$	5,208	5,718 / 5,353	9,793 / 2,709
Phase 1	$dm^3/100km$	-	- / 8,394	- / -
Phase 2	$dm^3/100km$	-	- / 4,779	- / -
Phase 3	$dm^3/100km$	-	- / 4,921	- / -
Kraftstoffverbrauch KTM_CC	$dm^3/100km$	8,998	9,163	1,834
Kraftstoffverbrauch KTM_RC	$dm^3/100km$	6,346	6,652	4,822
Kraftstoffverbrauch FTP- 75	$dm^3/100km$	6,358	6,514	2,454
Kraftstoffverbrauch SC03	$dm^3/100km$	6,152	6,369	3,527
CO <sub>2</sub> - Emission WMTC gesamt	$g/km$	124,412	136,612 / 127,878	9,806 / 2,786
Phase 1    Phase 2    Phase 3		-    -    -	200,5    114,2    117,6	-    -    -



**Abbildung 6-13; 6XT- Gangwechseldiagramm für Seriengetriebe, Schaltstrategie- Nr. 42**

### 6.3.5 Schaltstrategieermittlung für neue Übersetzungsvarianten

An die Berechnung einer Schaltstrategie für das bestehende Seriengetriebe unter dem Gesichtspunkt der Automatisierung, schloss sich die Berechnung weiterer Übersetzungsvarianten an. Neben den bereits bekannten Simulationsparametern aus den vorangegangenen Abschnitt, werden diese zur Variation der Übersetzungen um weitere sechs Parameter, für 6XT, erweitert. Dies führt zu einem Anstieg der zu berechnenden Schaltstrategien von 80 auf 1001. Die Rechenzeit liegt dabei in Abhängigkeit des Fahrprofils zwischen 17,15 und 30,95 Stunden.

Für die Auswertung der Schaltstrategien kommt die Kriterienwertung aus 5.2 unverändert zur Anwendung. Die jeweiligen Wertungen sind in der folgenden und Abbildung 6-15

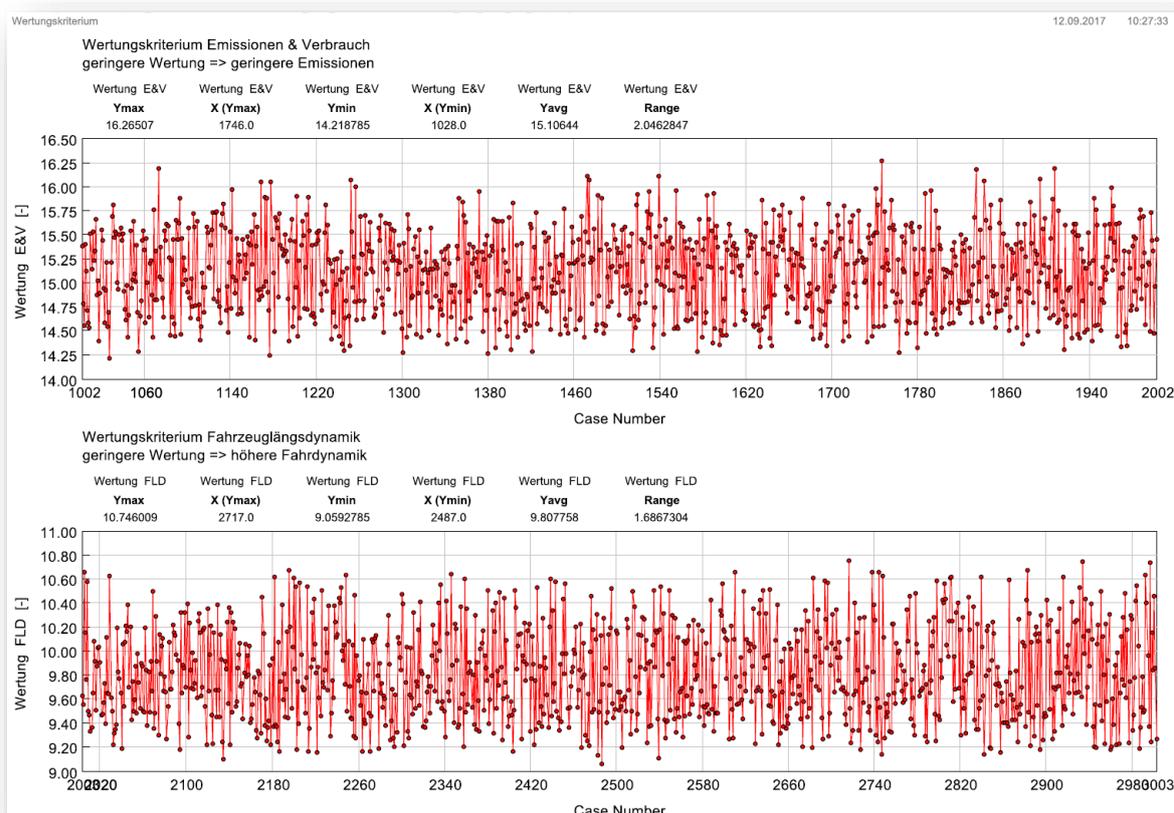
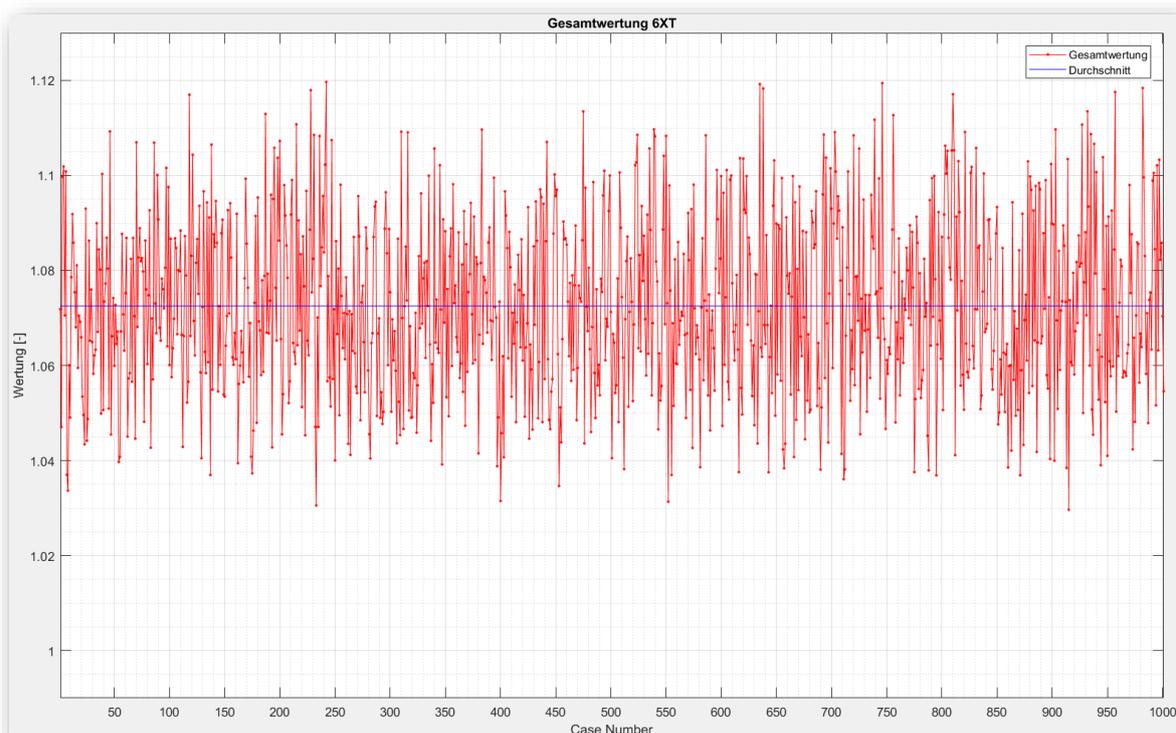


Abbildung 6-14; Vergleich der Einzelwertungen Emissionen & Verbrauch und Fahrzeuglängsdynamik für die Übersetzungsvarianten

dargestellt.

Aus den Einzelwertungen für E&V und FLD ergibt sich als beste Schaltstrategie die Nummer 915. Den Gegenpart stellt Schaltstrategie- Nr.242 dar. Die zugehörigen Simulationsparameter sind in Tabelle 6-5 angeführt. Eine Variation der Primär- und Sekundärübersetzung wurde aus den Betrachtungen explizit ausgeschlossen. Der Grund dafür ist in der langen Rechenzeit zu suchen der in Verbindung mit 8XT auf über 60 Stunden ansteigen würde. Abhilfe würde hier eine Berechnung mit mehreren Lizenzen von GT SUITE in einem Rechenzentrum bringen. Im Rahmen dieser Masterarbeit stand jedoch eine gerätegebundene Lizenz zur Verfügung.



**Abbildung 6-15; Gesamtwertung der Übersetzungs- und Schaltstrategie- Kriterien für das 6XT**

Die in Tabelle 6-5 angeführte Gesamtwertung dient dem relativen Vergleich aller Schaltstrategien die im Zuge der Übersetzungsvariation ermittelt wurden. Die Gesamtwertung liefert daher keine Aussage im Vergleich mit der Schaltstrategie für das Seriengetriebe. Dies ermöglichen die Absolutwerte der Kriterien in Tabelle 6-5 und Abbildung 6-14.

Des Weiteren muss angeführt werden, dass die Nummerierung der Schaltstrategien in keinem Zusammenhang steht. Aus vorigem Abschnitt ist bekannt, dass für das Seriengetriebe die Schaltstrategie- Nr. 42 den Kriterienkatalog am besten erfüllt hat. Schaltstrategie- Nr. 42 weist bei der Übersetzungsvariation andere Parameter auf, etwaige Rückschlüsse sind folglich nicht möglich.

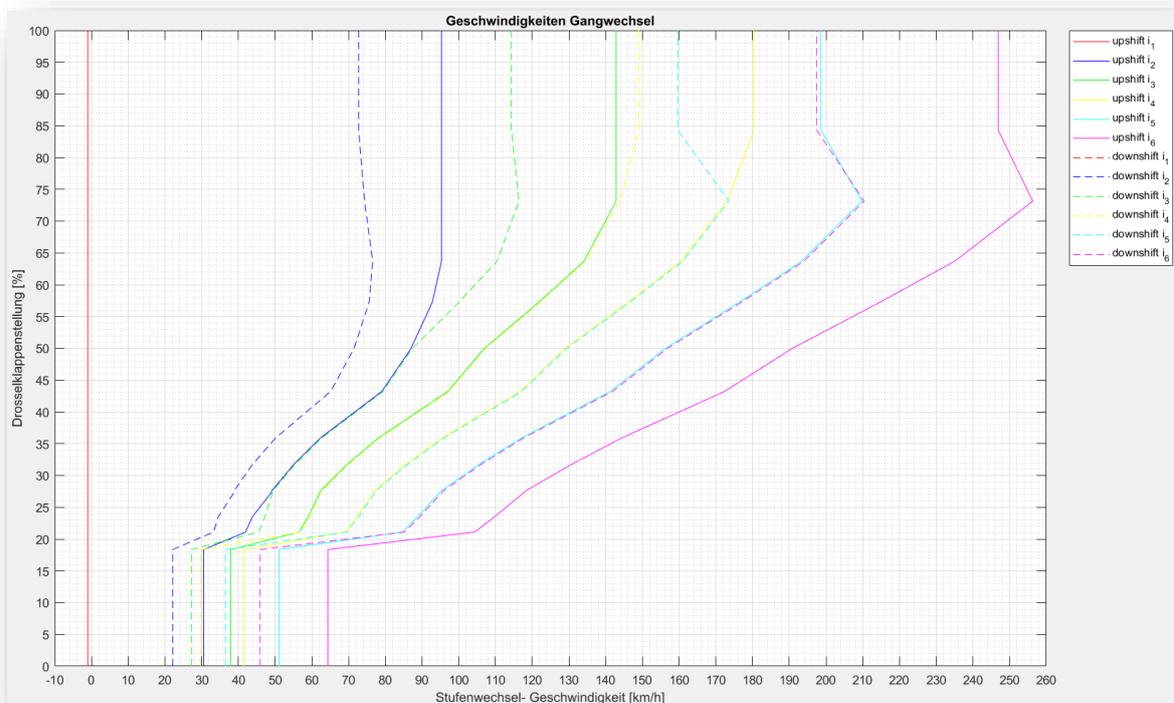
**Tabelle 6-5; Simulationsparameter der Best- und Schlechtest- Schaltstrategien für neue Übersetzungsvarianten**

Simulationsparameter	Einheit	Strategie 915	Strategie 242
eff. Mitteldruck für minimalen KrSt-Verbrauch –Referenzdruck	bar	10,1777	9,22951
Motordrehzahl bei minimalem KrSt-Verbrauch – Referenzdrehzahl	1/min	4490,32	4947,26
maximale Last nach dem Hochschaltvorgang	%	65,7944	67,1756
minimale Drehzahl nach dem Hochschaltvorgang	1/min	2020	2660,13
Übersetzungsverhältnis im 1. Gang $i_1$	–	2,85776	2,25112
Übersetzungsverhältnis im 2. Gang $i_2$	–	1,90661	2,14369
Übersetzungsverhältnis im 3. Gang $i_3$	–	1,50987	1,40421
Übersetzungsverhältnis im 4. Gang $i_4$	–	1,37157	1,26911
Übersetzungsverhältnis im 5. Gang $i_5$	–	1,10333	1,00188
Übersetzungsverhältnis im 6. Gang $i_6$	–	0,87074	0,934497
Gesamtwertung	–	1,02962241	1,11967055
Absolutwert der Kriterien Emissionen & Verbrauch / Fahrzeuglängsdynamik / Gesamt		14,307182 / 9,539673 / 23,846855	15,316475 / 10,528160 / 25,844635

An dieser Stelle sollen die Ergebnisse der DoE- Strategieermittlung und die Werte für Verbrauch und streckenbezogene CO<sub>2</sub>- Emission der oben ausgewählten Schaltstrategie aus der Nachrechnung am Modell mit Getriebekomponenten dargestellt werden. Im Anschluss daran zeigt Abbildung 6-16 die ermittelte Schaltstrategie. Für die detaillierten Simulationsprotokolle wird auf den digitalen Anhang verwiesen.

**Tabelle 6-6; Gegenüberstellung der Ergebnisse der Schaltstrategieermittlung und des Modells mit Getriebekomponenten für neue Übersetzungsvarianten als 6XT, Schaltstrategie- Nr. 915**

	Einheit	Ergebnis der DoE-Berechnung	Simulationsergebnis gewichtet/direkt	prozentuale Abweichung
Kraftstoffverbrauch WMTC gesamt	$dm^3/100km$	5,105	5,601 / 5,216	9,716 / 2,174
Phase 1	$dm^3/100km$	-	- / 8,304	- / -
Phase 2	$dm^3/100km$	-	- / 4,686	- / -
Phase 3	$dm^3/100km$	-	- / 4,728	- / -
Kraftstoffverbrauch KTM_CC	$dm^3/100km$	9,079	9,265	2,049
Kraftstoffverbrauch KTM_RC	$dm^3/100km$	6,283	6,582	4,759
Kraftstoffverbrauch FTP- 75	$dm^3/100km$	6,337	6,480	2,257
Kraftstoffverbrauch SC03	$dm^3/100km$	6,223	6,415	3,085
CO <sub>2</sub> - Emission WMTC gesamt	$g/km$	121,964	133,775 / 124,614	9,684 / 2,173
Phase 1    Phase 2    Phase 3		-    -    -	198,4    111,9    112,9	-    -    -



**Abbildung 6-16; 6XT- Gangwechseldiagramm für Übersetzungsvariante und Schaltstrategie- Nr. 915**

### 6.3.6 Schaltstrategieermittlung Sonderfall WMTC

In Abschnitt 5.2.3 wird gezeigt, dass die Fahrzeuge des Typs KTM1290 SUPER DUKE GT überwiegend in Ländern verkauft werden, die auf Basis des WMTC die Zulassung zum Betrieb auf öffentlichen Straßen erteilen. Darin liegt das Interesse begründet, welche Schaltstrategie zur Anwendung kommen müsste, um beim aktuellen Seriengetriebe einen möglichst geringen KrSt- Verbrauch während der Zyklusfahrt zu erreichen.

Darüber hinaus lässt sich aus den vorliegenden Verordnungen hinsichtlich des WMTC nicht ermitteln, auf welcher Grundlage Formel 6-1 bis Formel 6-5 festgelegt wurde. Für die Untersuchung von Fahrzeugen mit automatischer Fahrstufenwahl, wird in 134/2014/EU angeordnet, dass dies nach jener Strategie zu erfolgen hat, die auch im Betrieb auf öffentlichen Straßen zur Anwendung kommt. Es erscheint fraglich, dass die ermittelten Drehzahlen für den Gangwechsel bei MT, das Optimum hinsichtlich des KrSt- Verbrauches eines alternativen Getriebekonzeptes mit automatischer Stufenwahl darstellen würden. Gleichzeitig sollen die Kennzahlen zur Bewertung der Fahrdynamik ermittelt werden und als Vergleich zu den bereits aufgeführten Schaltstrategien dienen.

Für die Beurteilung der Schaltstrategien bedeutet dies, dass die Wertung für Emissionen & Verbrauch – wie in Unterkapitel 5.2 dargestellt – entfällt und allein der Kraftstoffverbrauch des WMTC relevant ist. Nachfolgende Abbildung zeigt den Kraftstoffverbrauch und die zugeordnete Wertung der Fahrzeuglängsdynamik. Case- Nummer 36 weist dabei den geringsten KrSt- Verbrauch von  $5,198 \text{ dm}^3/100\text{km}$  nach der DoE- Berechnung auf. Die zugeordnete Wertung für die Fahrzeuglängsdynamik beträgt 9,489.

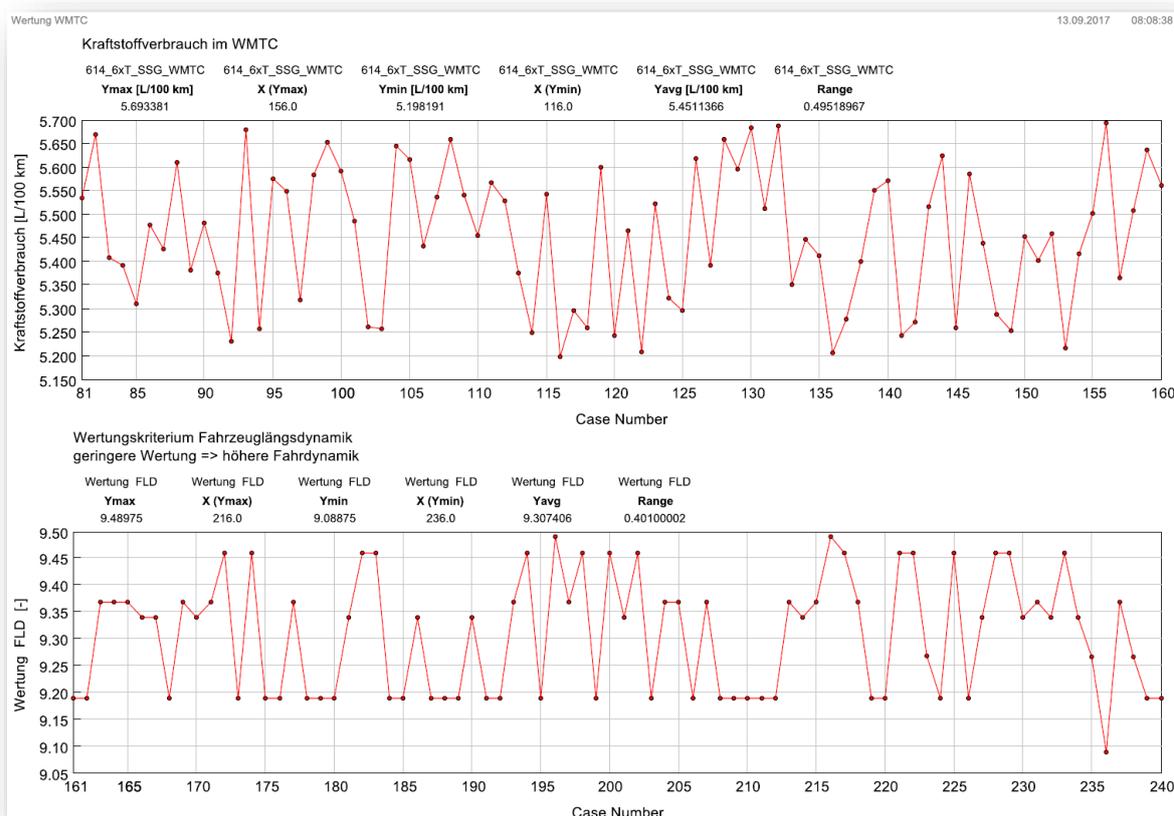


Abbildung 6-17; Kraftstoffverbrauch im WMTC und Einzelwertungen Fahrzeuglängsdynamik für das Seriengetriebe

Für den WMTC kann festgestellt werden, dass jene Schaltstrategie mit der geringeren Drehzahl  $n_{min,k;k+1}$  den geringeren KrSt- Verbrauch aufweist. Aufgrund der geringen Lasten, weisen die KrSt- Verbräuche Unterschiede bis zu  $\sim 0,5 \text{ dm}^3/100\text{km}$  auf.

Die Simulationsparameter der Schaltstrategie für das Seriengetriebe sind in Tabelle 6-7 zusammengefasst.

**Tabelle 6-7; Simulationsparameter der Best- Schaltstrategie- Nr. 36**

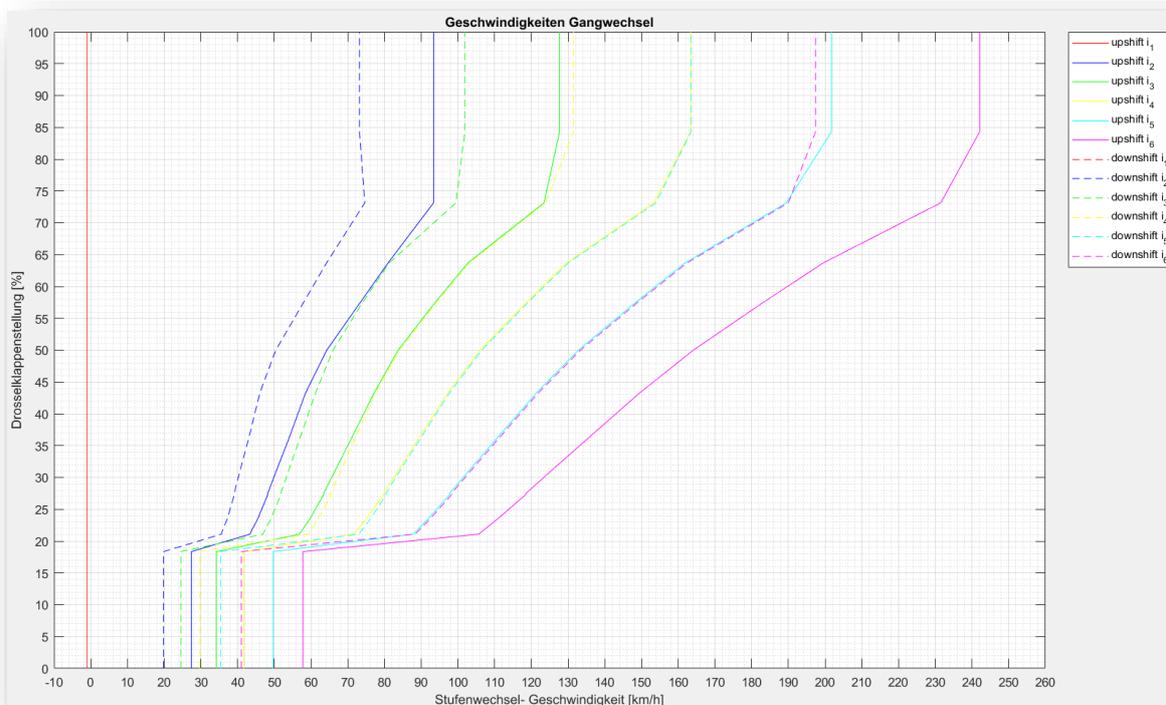
Simulationsparameter	Einheit	Strategie 36
eff. Mitteldruck für minimalen KrSt- Verbrauch –Referenzdruck	bar	8,93124
Motordrehzahl bei minimalem KrSt- Verbrauch – Referenzdrehzahl	$1/min$	4957,22
maximale Last nach dem Hochschaltvorgang	%	82,2565
minimale Drehzahl nach dem Hochschaltvorgang	$1/min$	2000,11
Gesamtwertung	-	-
Absolutwert der Kriterien Emissionen & Verbrauch / Fahrzeuglängsdynamik / Gesamt		14,484560 / 9,489254 / -

Bei der Betrachtung der Absolutwerte der Beurteilungskriterien fällt auf, dass die Unterschiede im Vergleich mit Abschnitt 6.3.4 gering ausfallen. In der Simulation ist jedoch eindeutig die schlechtere Fahrdynamikwertung in Verbindung mit Vorteilen bei Emissionen und Verbrauch verbunden. Die in nachfolgender Tabelle verzeichneten Simulationsergebnisse zeigen dies ebenso. Fraglich erscheint, die Umsetzbarkeit und Anwendbarkeit im realen Betrieb auf öffentlichen Straßen. Die bereits angesprochenen Einflüsse von Prüfstandsfahrern auf das Messergebnis im WMTC dürfen hier nicht außer Acht gelassen werden. Eine Verbrauchseinsparung im WMTC von  $\sim 0,3 \text{ dm}^3/100\text{km}$  aufgrund veränderter Schaltpunkte erscheint realistisch.

Für Motorräder in der Leistungsklasse ähnlich der KTM 1290 SUPER DUKE GT stellt der WMTC ein sehr niedriglastiges Fahrprofil dar. Die vorgegebene Fahrstufenwahl erweckt im Bereich von Stadtgeschwindigkeiten ( $< 60 \text{ km/h}$ ) den subjektiven Eindruck einer zu geringen Motordrehzahl in Teilbereichen des Fahrprofils. Es sei jedoch angemerkt, dass es zu keinen Komforteinbußen durch bspw. unruhigen Motorlauf kommt. Hier wird bereits deutlich, dass der subjektive Fahreindruck eine andere Gangwahl vornehmen würde. Insofern besteht die Frage, inwieweit eine weitere Drehzahlabenkung durch noch früheres Hochschalten durch den Fahrer toleriert werden würde.

**Tabelle 6-8; Simulationsergebnisse der DoE- Berechnung und Ergebnisse der Schaltstrategie im Modell mit Getriebekomponenten für den geringsten KrSt- Verbrauch bezogen auf den WMTC, Schaltstrategie- Nr. 36**

	Einheit	Ergebnis der DoE- Berechnung	Simulations- ergebnis gewichtet/direkt	prozentuale Abweichung
Kraftstoffverbrauch WMTC gesamt	$dm^3/100km$	5,198	5,689 / 5,340	9,446 / 2,731
Phase 1	$dm^3/100km$	-	- / 8,316	- / -
Phase 2	$dm^3/100km$	-	- / 4,768	- / -
Phase 3	$dm^3/100km$	-	- / 4,904	- / -
Kraftstoffverbrauch KTM_CC	$dm^3/100km$	8,954	9,117	1,820
Kraftstoffverbrauch KTM_RC	$dm^3/100km$	6,344	6,683	5,344
Kraftstoffverbrauch FTP- 75	$dm^3/100km$	6,318	6,472	2,437
Kraftstoffverbrauch SC03	$dm^3/100km$	6,133	6,299	2,707
CO <sub>2</sub> - Emission WMTC gesamt	$g/km$	124,189	135,925 / 127,571	9,450 / 2,723
Phase 1    Phase 2    Phase 3		-    -    -	198,7    113,9    117,2	-    -    -



**Abbildung 6-18; 6XT- Gangwechseldiagramm für WMTC mit Seriengetriebe, Schaltstrategie- Nr. 36**

Nach demselben Verfahren wurde auch eine für den WMTC angepasste Schaltstrategie aus der Variation der Getriebeübersetzungen gewählt.

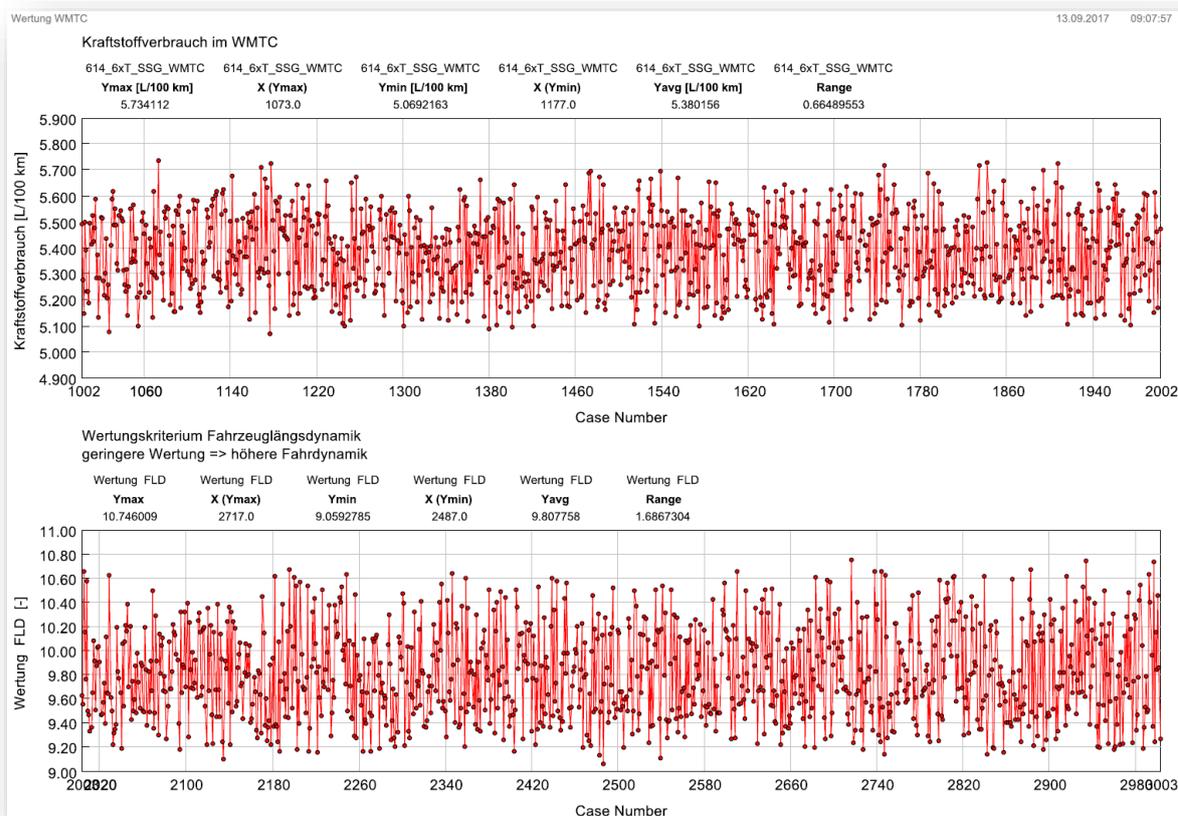


Abbildung 6-19; Kraftstoffverbrauch im WMTC und Einzelwertungen Fahrzeuglängsdynamik für die Übersetzungsvariation

Aus obiger Abbildung lässt sich entnehmen, dass Schaltstrategie- Nummer 176 den geringsten KrSt- Verbrauch im WMTC, mit  $5,069 \frac{dm^3}{100km}$  nach der DoE- Berechnung, aufweist. Für die Erklärung zur Zuordnung von Case- Nummer und Schaltstrategie sei auf Abschnitt 6.3.3 hingewiesen. Die zugehörigen Simulationsparameter finden sich in nachfolgender Tabelle.

Die Auswertung der Übersetzungsvariation mit dem Modell mit Getriebekomponenten zeigt starke Gangwechselfvorgänge im Bereich hoher Geschwindigkeit (digitaler Anhang). Es lässt sich daraus ableiten, dass die Schaltstrategien für den realen Betrieb weiter optimiert werden müssen. Darüber hinaus ist es erforderlich, dass die Getriebesteuerung über eine Logik hinsichtlich rasch aufeinander folgender Gangwechsel verfügt. Darin müssen andauernde Stufenwechsel zwischen den gleichen Stufen verhindert werden. Der Grund lässt sich in einer Fahrzeuggeschwindigkeit nahe einer Gangwechselgeschwindigkeit (siehe Abbildung 6-20) und der fehlenden Schaltpunkt- Hysterese finden. Die Erstellung einer Steuerlogik für das Getriebe würde im Rahmen dieser Masterarbeit zu weit führen und bedarf neben Tests im Rahmen von Simulationen, auch der Abklärung im Rahmen von Versuchsfahrten. Deshalb wurde von einer Modellerstellung der TCU abgesehen.

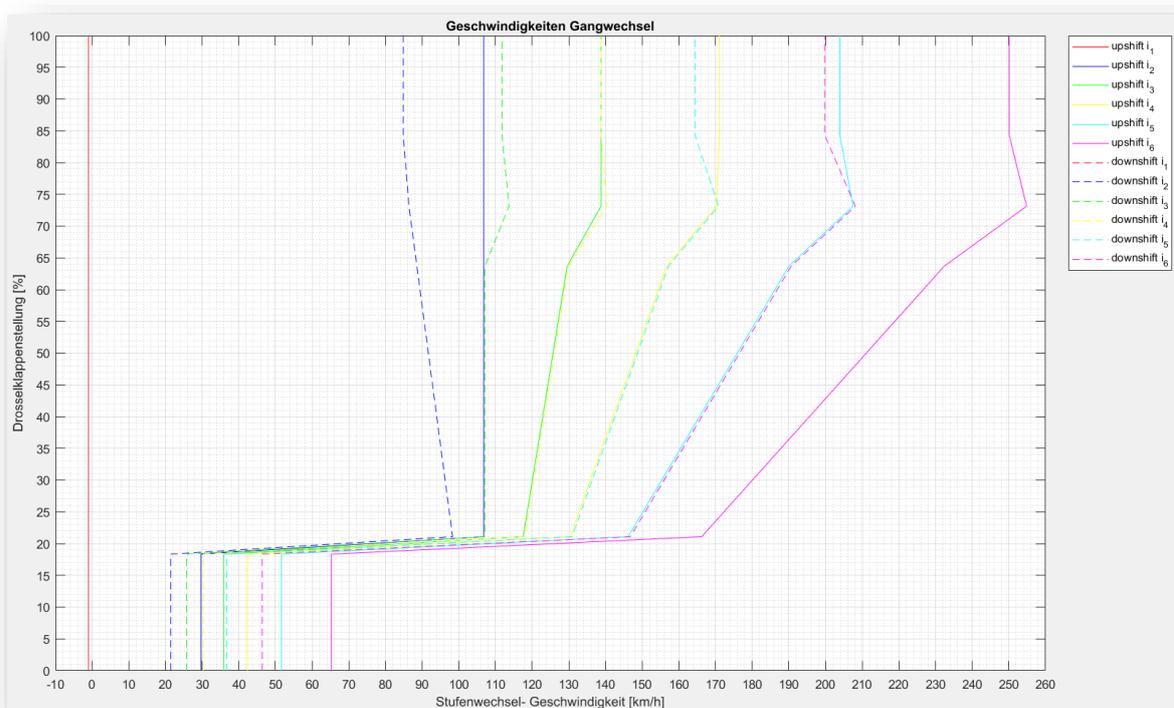
Tabelle 6-9; Simulationsparameter der Best- Schaltstrategie- Nr. 176

Simulationsparameter	Einheit	Strategie 176
eff. Mitteldruck für minimalen KrSt- Verbrauch –Referenzdruck	bar	10,5752
Motordrehzahl bei minimalem KrSt- Verbrauch – Referenzdrehzahl	$1/min$	4979,66
maximale Last nach dem Hochschaltvorgang	%	67,7047
minimale Drehzahl nach dem Hochschaltvorgang	$1/min$	2012,47
Übersetzungsverhältnis im 1. Gang $i_1$	–	2,55099
Übersetzungsverhältnis im 2. Gang $i_2$	–	1,96256
Übersetzungsverhältnis im 3. Gang $i_3$	–	1,59274
Übersetzungsverhältnis im 4. Gang $i_4$	–	1,33582
Übersetzungsverhältnis im 5. Gang $i_5$	–	1,08879
Übersetzungsverhältnis im 6. Gang $i_6$	–	0,855614
Gesamtwertung	–	-
Absolutwert der Kriterien Emissionen & Verbrauch / Fahrzeuglängsdynamik / Gesamt		14,242023 / 9,882766 / -

Bei der Betrachtung der Abbildung 6-20 fällt ab einer Drosselklappenstellung von  $\alpha_{\%} \approx 70\%$  die Ausprägung der Spargang- Charakteristik in den Graphen des 5. und 6. Ganges auf. Angesichts des dargestellten Gangwechseldiagramms kann in Zusammenhang mit diesem Beispiel gesagt werden, dass es sich hierbei um eine kompromisslos auf niedrigen KrSt- Verbrauch ausgelegte Strategie handelt. Auf Grund dessen erscheinen bei diesen Strategien weitere Untersuchungen unumgänglich. Neben der Erhaltung des geringen Kraftstoffverbrauches, wird die Abklärung der Akzeptanz vorrangiges Ziel dieser Untersuchungen sein. Der Vergleich zu den weiter vorne behandelten Schaltstrategien des Seriengeriebes zeigt, dass sich kaum Einsparungen bei „freier“ Wahl der Übersetzungen ergeben. Die Verbesserungen im für die Homologation wichtigen, gewichteten KrSt- Verbrauch, beträgt lediglich  $0,081 \frac{dm^3}{100km}$ . Anhand des ergänzenden Vergleiches der absoluten Fahrdynamik- Kennwerte ist von keiner maßgeblichen Verringerung der Fahrdynamik auszugehen.

**Tabelle 6-10; Simulationsergebnisse der DoE- Berechnung und Ergebnisse der Schaltstrategie im Modell mit Getriebekomponenten für den geringsten KrSt- Verbrauch bezogen auf den WMTC, Schaltstrategie-Nr. 176**

	Einheit	Ergebnis der DoE-Berechnung	Simulationsergebnis gewichtet/direkt	prozentuale Abweichung
Kraftstoffverbrauch WMTC gesamt	$dm^3/100km$	5,069	5,608 / 5,209	10,933 / 2,762
Phase 1	$dm^3/100km$	-	- / 8,309	- / -
Phase 2	$dm^3/100km$	-	- / 4,712	- / -
Phase 3	$dm^3/100km$	-	- / 4,697	- / -
Kraftstoffverbrauch KTM_CC	$dm^3/100km$	8,955	9,214	2,892
Kraftstoffverbrauch KTM_RC	$dm^3/100km$	6,456	6,890	6,722
Kraftstoffverbrauch FTP- 75	$dm^3/100km$	6,282	6,448	2,642
Kraftstoffverbrauch SC03	$dm^3/100km$	6,105	6,298	3,161
CO <sub>2</sub> - Emission WMTC gesamt	$g/km$	121,107	133,975 / 124,454	10,625 / 2,764
Phase 1    Phase 2    Phase 3		-    -    -	198,5    112,6    112,2	-    -    -



**Abbildung 6-20; 6XT- Gangwechseldiagramm für WMTC der Übersetzungsvariante und Schaltstrategie-Nr. 176**

## 6.4 Schaltstrategieermittlung – 7XT

### 6.4.1 Sensitivitätsanalyse

Die Einflüsse des Modellaufbaus zwischen den Modellen mit Getriebekomponenten und jenen zur Erstellung von Schaltstrategien, wurden bereits im vorangegangenen Unterkapitel betrachtet. Da die Modelle für mehr als sechs Gänge aus jenen der 6XT entstanden sind, treffen alle bereits betrachteten Aspekte der Sensitivität wiederum zu. Wie bereits bei den Simulationsergebnissen des 6XT, werden auch bei den >6XT die prozentualen Abweichungen zwischen den Ergebnissen der DoE- Schaltstrategieermittlung und der nachträglichen Berechnung im Modell mit Getriebekomponenten angeführt.

Explizite Berechnungen einer Parametervariation, hinsichtlich Reibung und Verlusten, für das 7XT wurden nicht durchgeführt. Diese Entscheidung fußt auf der Tatsache, dass keine Versuche oder Erfahrungen bzgl. der zusätzlich auftretenden Verluste für Motorradgetriebe mit mehr als sechs Gängen bei der Firma KTM vorhanden sind. Dies wird eine im Allgemeinen höhere Schwankung der Simulationsergebnisse zu Messergebnissen an Prototypen zur Folge haben.

### 6.4.2 Schaltstrategieermittlung für neue Übersetzungsvarianten

Für das 7XT wurden insgesamt 1365 verschiedene Schaltstrategien errechnet. Die Simulationszeit variierte dabei je nach berechnetem Fahrprofil zwischen 22,47 und 40,6 Stunden. In Abbildung 6-21 sind dazu die Wertungen für Emissionen & Verbrauch sowie der Fahrzeuglängsdynamik für jede Strategie verzeichnet. Verglichen mit den Übersetzungs- und Schaltstrategien des 6XT (6.3.5) fällt die Schwankungsbreite bei Kennwerten für E&V ähnlich aus. Bei den Wertungskriterien der FLD besteht eine größere Divergenz der Schaltstrategien, verglichen zu E&V. Der durchschnittliche Absolutwert der Kennzahlen, zur Bewertung der Schaltstrategien, weist eine Verringerung im Vergleich zu jenen des 6XT auf. Daraus ist zu entnehmen, dass 7XT im Durchschnitt die Fahrdynamik verbessern und zu einem geringen KrSt- Verbrauch führen.

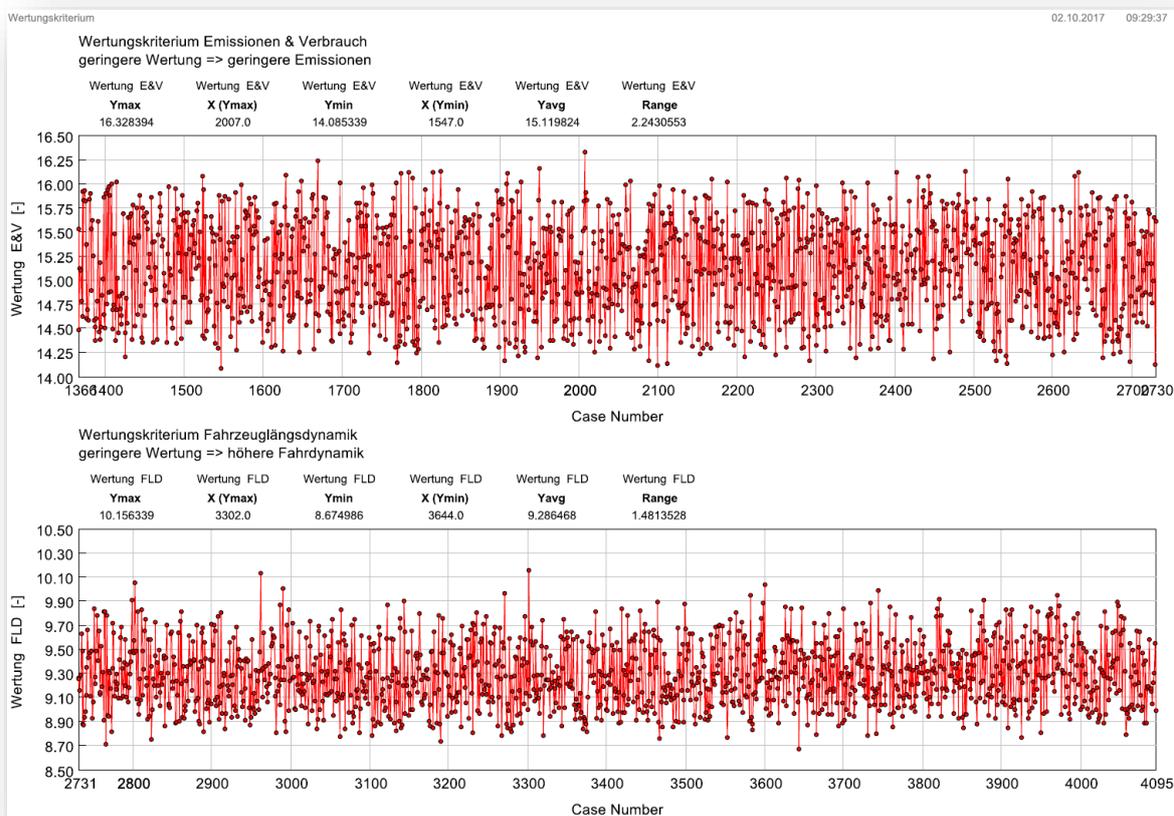


Abbildung 6-21; Kraftstoffverbrauch im WMTC und Einzelwertungen Fahrzeuglängsdynamik für die Übersetzungsvariation

Den insgesamt besten Kompromiss aus Emissionen & Verbrauch sowie Fahrdynamik stellt Übersetzungs- und Schaltstrategie- Nr. 927 dar. Im Gegenzug konnte die Strategie- Nr. 674 die geforderten Kriterien am wenigsten erfüllen. Wie bereits erwähnt darf die Gesamtwertung nicht für einen Vergleich der einzelnen Getriebevarianten verwendet werden, stattdessen soll dies anhand der Absolutwerte erfolgen. Relativ betrachtet erreichen 7XT mit einer durchschnittlichen Gesamtwertung von 1,071966 bessere Werte beim KrSt- Verbrauch und der Fahrzeuglängsdynamik als 6XT.

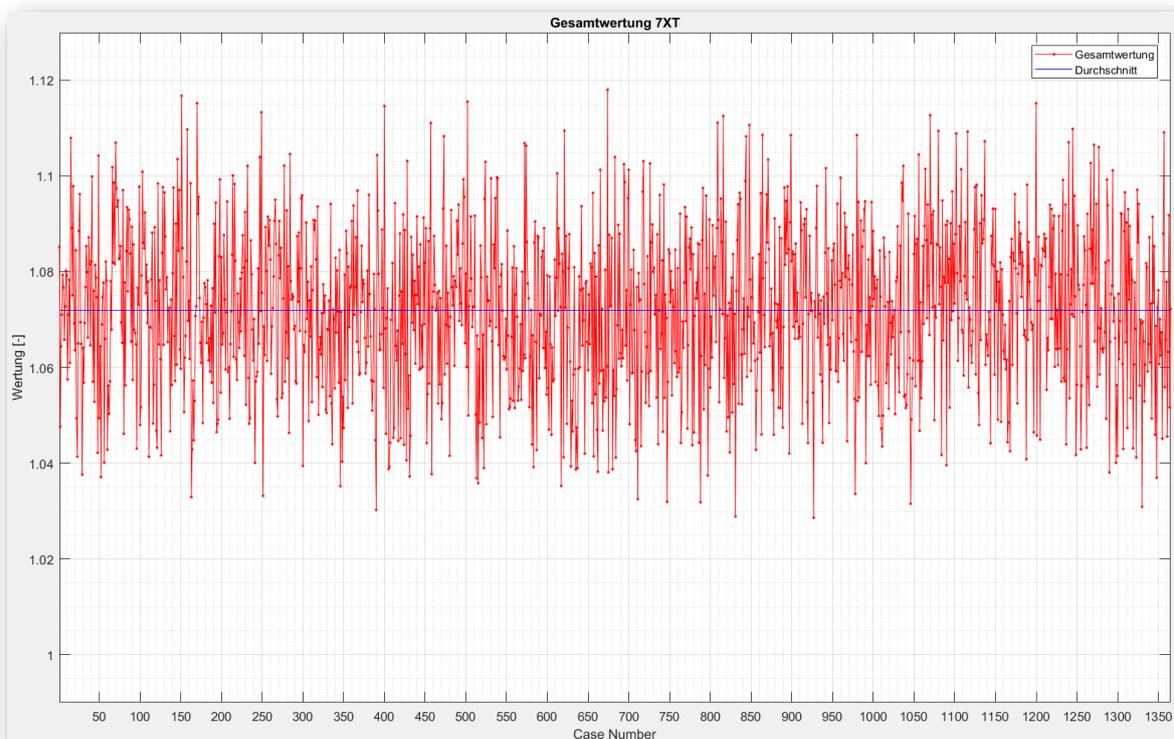


Abbildung 6-22; Gesamtwertung der Übersetzungs- und Schaltstrategie- Kriterien für das 7XT

Tabelle 6-11 zeigt die Simulationsparameter der beiden Übersetzungs- und Schaltstrategien mit niedrigster und höchster Gesamtwertung. Im Vergleich mit der besten Variante des 6XT weist das Sieben- Gang- Getriebe geringere Absolutwerte beim Kriterium für Emissionen & Verbrauch aus. Gleiches gilt für die Wertung der Fahrzeuglängsdynamik. Dies lässt den Schluss zu, dass ein Sieben- Gang- Konzept für die Anforderungen, dem Sechs- Gang- Konzept in allen Aspekten überlegen ist.

Die nähere Betrachtung zeigt, dass die Übersetzungen des Getriebes nach oben und unten ausgedehnt wurden. Für die Spreizung bewirkt dies einen Anstieg des serienmäßigen Wertes von  $\varphi_{G_{6XT}} = 3,029$  auf  $\varphi_{G_{7XT}} = 3,759$ . Hinsichtlich der mech. Kenngrößen Stufensprung  $\varphi_{k;k+1}$  und Progressionsfaktor  $\psi_{k;k+2}$  erweist sich die berechnete Schaltstrategie jedoch als inkonsistent. Es findet also ein ständiger Wechsel von  $\psi_{k;k+2}$  um 1 statt und keine monotone Abnahme, wie dies in 6XT der Fall ist. Zur Erhöhung des Schaltkomfort verweist (Fischer, 2016) jedoch darauf, dass sich monoton abfallende Charakteristiken als subjektiv angenehm erwiesen haben. Diese Aussage wird auf Basis von manuellen PKW- Getrieben getätigt, ist aber auf die Anwendung im Motorrad übertragbar.

**Tabelle 6-11; Simulationsparameter der Best- und Schlechtest- Übersetzungs- und Schaltstrategien des 7XT**

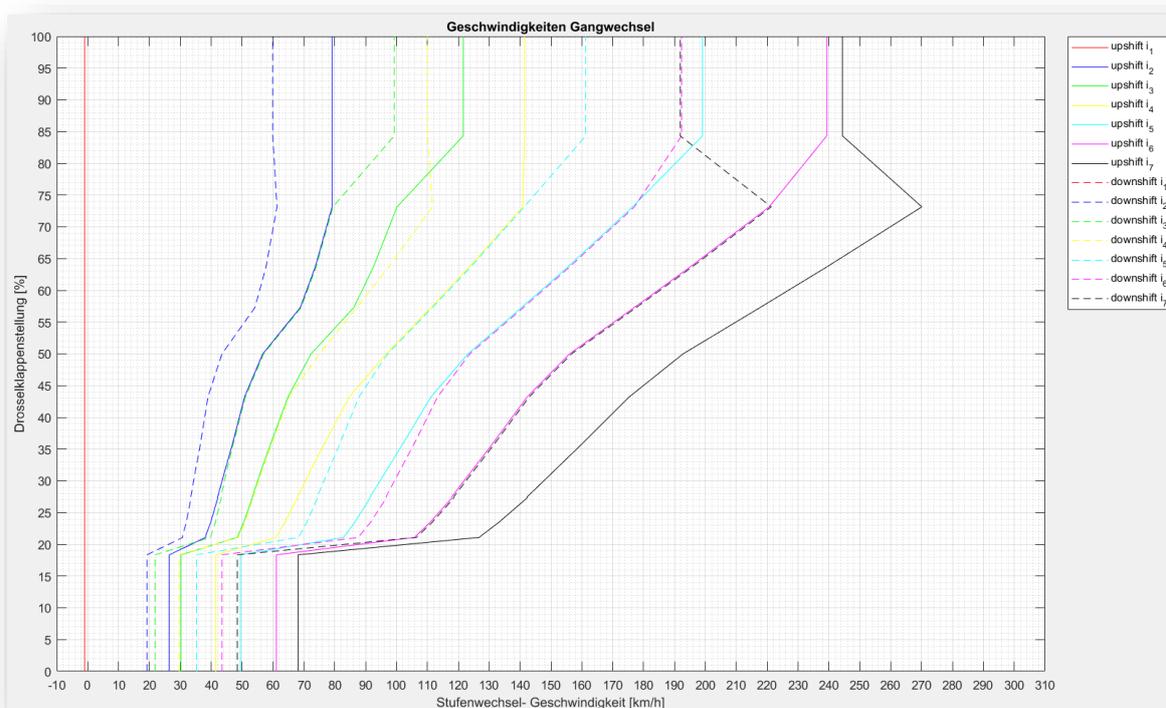
Simulationsparameter	Einheit	Strategie 927	Strategie 674
eff. Mitteldruck für minimalen KrSt-Verbrauch –Referenzdruck	bar	9,40503	9,22641
Motordrehzahl bei minimalem KrSt-Verbrauch – Referenzdrehzahl	$1/min$	4780,68	4872,31
maximale Last nach dem Hochschaltvorgang	%	87,3323	97,0202
minimale Drehzahl nach dem Hochschaltvorgang	$1/min$	2013,16	2972,71
Übersetzungsverhältnis im 1. Gang $i_1$	–	3,4413	2,66325
Übersetzungsverhältnis im 2. Gang $i_2$	–	2,23965	2,22577
Übersetzungsverhältnis im 3. Gang $i_3$	–	1,92525	1,75228
Übersetzungsverhältnis im 4. Gang $i_4$	–	1,36814	1,34423
Übersetzungsverhältnis im 5. Gang $i_5$	–	1,13813	1,23055
Übersetzungsverhältnis im 6. Gang $i_6$	–	0,915571	0,980552
Übersetzungsverhältnis im 7. Gang $i_7$	–	0,81939	0,904841
Gesamtwertung	–	1,02859051	1,11805228
Absolutwert der Kriterien Emissionen & Verbrauch / Fahrzeuglängsdynamik / Gesamt		14,164830 / 9,122073 / 23,286903	15,798716 / 9,667942 / 25,466658

Beim Vergleich der Kraftstoffverbräuche von 6XT, 7XT und 8XT, wie in Tabelle 6-12, fällt auf, dass die Unterschiede zwischen den Sechs- und Sieben- Gang- Getrieben im Allgemeinen gering ausfallen. Da die Absolutwerte des Wertungskriteriums für E&V aus den Verbräuchen errechnet werden, ist diese Beziehung dort ebenso sichtbar. Aufgrund der Tatsache, dass für den Vergleich der einzelnen Schaltstrategien die Ergebnisse der DoE- Rechnung herangezogen werden, liegt der Verbrauchsvorteil beim 7XT. Der direkte Vergleich der Simulationen mit Getriebekomponenten offenbart Vorteile des Sechs- Gang- Konzeptes. Die Unterschiede liegen aber bei beiderseitigem Vergleich im Bereich der Toleranzen des Modellaufbaus. Somit ist davon auszugehen, dass hinsichtlich Emissionen & Verbrauch beide Getriebekonzepte als gleichwertig anzusehen sind. Aus der Bewertung der Fahrzeuglängsdynamik geht hervor, dass die Vorteile eindeutig beim Sieben- Gang- Konzept zu sehen sind.

Abbildung 6-23 zeigt das Gangwechseldiagramm von Schaltstrategie- Nr. 927. Wiederum ist zu sehen, dass die Übersetzung der schnellsten Fahrstufe stark unterdrehend – als Spargang – ausgelegt ist. Bei der Betrachtung der detaillierten Zusammenfassung der Simulationsergebnisse dieser Schaltstrategie zeigt sich, dass das Hochschalten in den siebten Gang erst bei Verringerung der Drosselklappenöffnung erfolgt. Die detaillierten Simulationsergebnisse finden sich im digitalen Anhang.

**Tabelle 6-12; Gegenüberstellung der Ergebnisse der Schaltstrategieermittlung und des Modells mit Getriebekomponenten für neue Übersetzungsvarianten als 7XT , Schaltstrategie- Nr. 927**

	Einheit	Ergebnis der DoE-Berechnung	Simulationsergebnis gewichtet/direkt	prozentuale Abweichung
Kraftstoffverbrauch WMTC gesamt	$dm^3/100km$	5,043	5,616 / 5,196	11,362 / 3,034
Phase 1	$dm^3/100km$	-	- / 8,484	- / -
Phase 2	$dm^3/100km$	-	- / 4,664	- / -
Phase 3	$dm^3/100km$	-	- / 4,651	- / -
Kraftstoffverbrauch KTM_CC	$dm^3/100km$	9,114	9,318	2,238
Kraftstoffverbrauch KTM_RC	$dm^3/100km$	6,214	6,611	6,389
Kraftstoffverbrauch FTP- 75	$dm^3/100km$	6,346	6,508	2,553
Kraftstoffverbrauch SC03	$dm^3/100km$	6,139	6,296	2,557
CO <sub>2</sub> - Emission WMTC gesamt	$g/km$	120,484	134,150 / 124,129	11,343 / 3,025
Phase 1    Phase 2    Phase 3		-    -    -	202,7    111,4    111,1	-    -    -



**Abbildung 6-23; 7XT- Gangwechseldiagramm der Übersetzungsvariante und Schaltstrategie- Nr. 927**

## 6.5 Schaltstrategieermittlung – 8XT

### 6.5.1 Schaltstrategieermittlung für neue Übersetzungsvarianten

Neben den bereits besprochenen Sechs- und Sieben- Ganggetrieben wurden auch Berechnungen zur getriebeseitigen KrSt- Einsparung mit 8XT durchgeführt. Die Simulationsparameter für die Last- und Drehzahldefinition nach dem Gangwechsellvorgang beinhalten für diese Berechnungen acht weitere Parameter die der Variation von Übersetzungen dienen. Um das Kennfeld möglichst in gleicher Weise abzudecken wie bei den vorangegangenen Getrieben stieg die Anzahl an Schaltstrategien auf 1820. Die hohe Anzahl an Schaltstrategien hatte Rechenzeiten von 34,86 bis 60,96 Stunden zur Folge. Die Kriterien zur Auswahl der Schaltstrategie wurden unverändert übernommen.

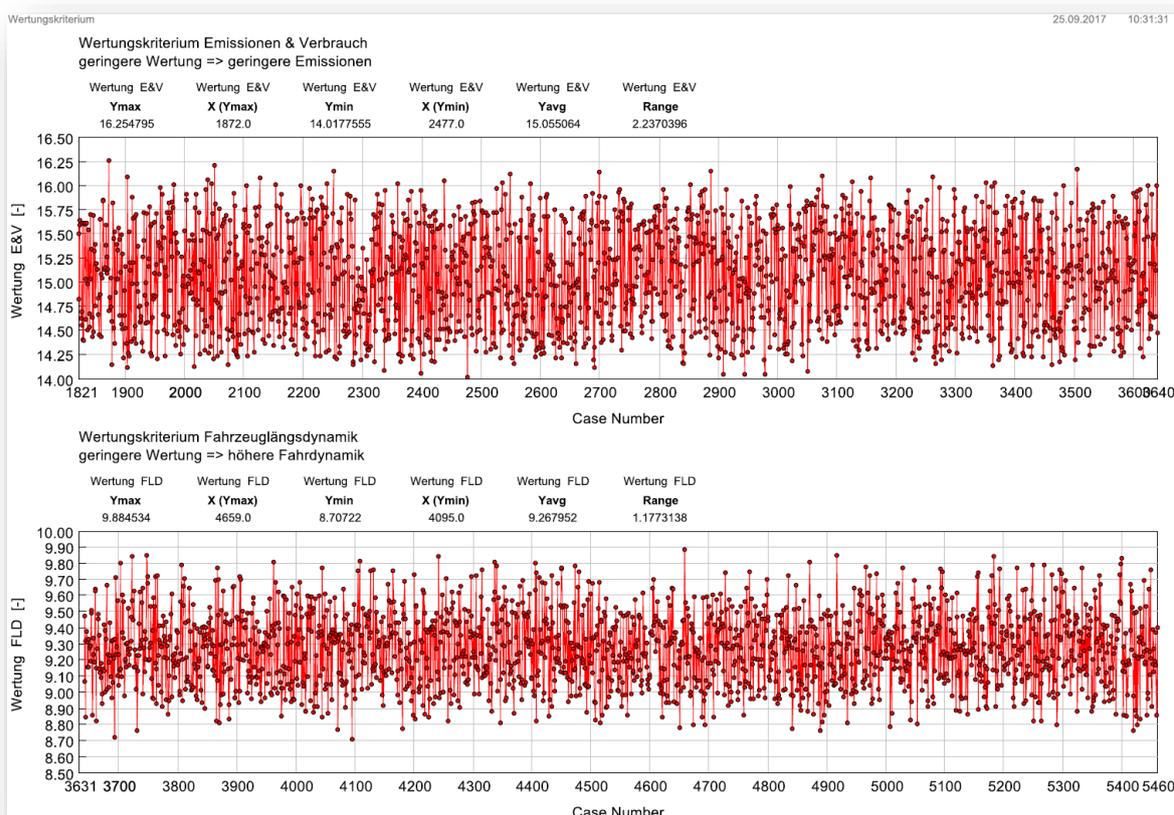


Abbildung 6-24; Vergleich der Einzelwertungen Emissionen & Verbrauch und Fahrzeuglängsdynamik für die Übersetzungsvarianten des 8XT

In Abbildung 6-24 sind die Einzelwertungen für Emissionen & Verbrauch und Fahrzeuglängsdynamik aufgetragen. Abbildung 6-25 zeigt die gewichtete Gesamtwertung, die mit Hilfe des Auswerteverfahrens ermittelt, dass Schaltstrategie Nummer 1121 die Kriterien am besten erfüllt. Die höchste Gesamtwertung erreicht Schaltstrategie Nummer 84.

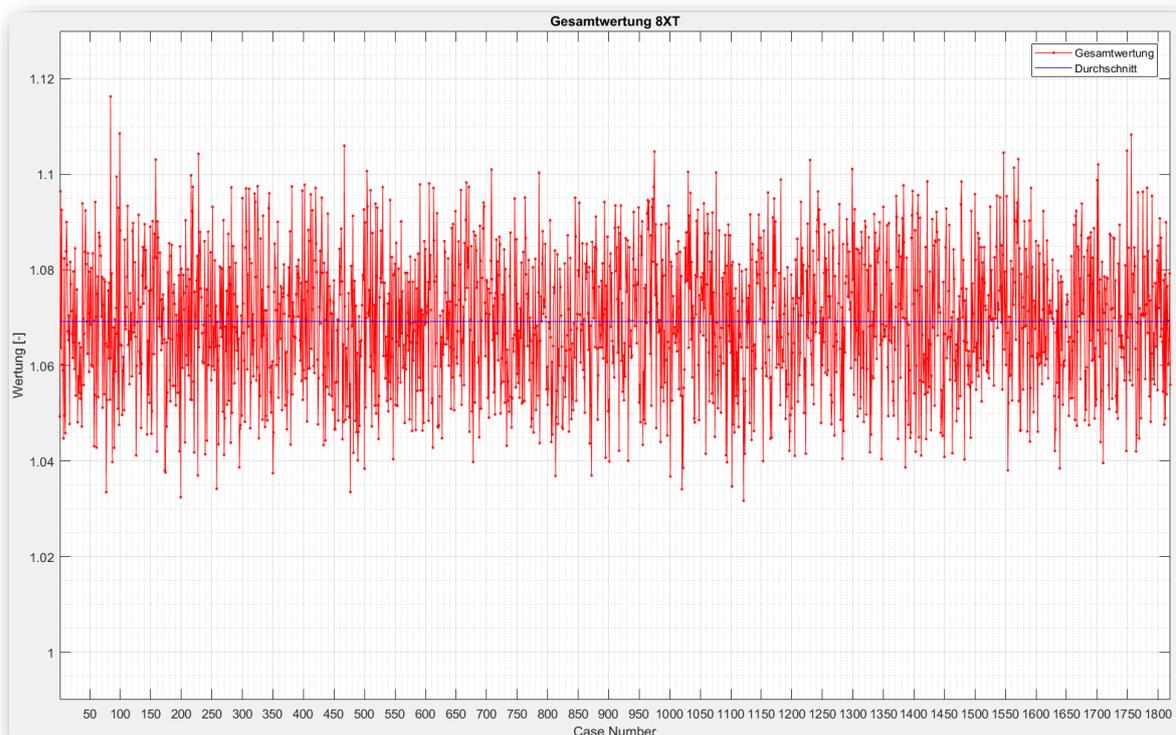


Abbildung 6-25; Gesamtwertung der Schaltstrategie- Kriterien für das 8XT

Nachfolgende Tabelle 6-13 zeigt die Simulationsparameter der gewählten Schaltstrategie. Für den Vergleich mit den Strategien aus den vorangegangenen Unterkapiteln, dient wiederum der Absolutwert der Kriterien. Bezogen auf die gewählte Strategie bei den 6XT weist das 8XT geringfügig schlechtere Absolutwerte bei den Emissions- & Verbrauchs-Kriterien auf. Bei der Betrachtung der Längsdynamik verbessert sich der Absolutwert um mehr als 5%. Der Vergleich mit dem 7XT und 6XT zeigt, dass das 8XT, das Kriterium Emissionen & Verbrauch betreffend, gegenüber beiden anderen Konzepten ins Hintertreffen gerät. Für die Fahrdynamik muss ebenso festgestellt werden, dass das 7XT größere Verbesserungen als das Acht- Gang- Konzept bietet.

Hinsichtlich der mech. Kenngrößen des Getriebes ergibt sich im Vergleich zu den 6- Gang- Varianten eine höhere Spreizung von  $\varphi_{G\_8XT} = 4,453$  zu dem serienmäßigen Wert von  $\varphi_{G\_6XT} = 3,029$ . Dessen Auswirkungen werden anhand des Gangwechselfdiagrammes auf den nachfolgenden Seiten besprochen. Verglichen mit dem 7XT ( $\varphi_{G\_7XT} = 3,759$ ) lässt sich erkennen, dass die Spreizung des Getriebes nochmals zunimmt.

Die Festlegung der einzelnen Übersetzungs- Parameter erfolgt im Rahmen der DoE- Berechnung der Schaltstrategien. Diese Funktionen verfügen nicht über die Möglichkeit die Übersetzungen nach abgestimmten Stufensprüngen und bestimmten Progressionsmustern festzulegen. Parallel dazu erfolgt bei den Wertungskriterien keine Reihung nach den mech. Kenngrößen Stufensprung  $\varphi_{k;k+1}$  und Progressionsfaktor  $\psi_{k;k+2}$ . Dies bringt mit sich, dass bei der Auswahl der Schaltstrategie nicht auf eine subjektiv angenehme Anordnung der Gänge geachtet wurde. Es ist dadurch möglich, dass sich eine ermittelte Best- Strategie als unbrauchbar erweist, da die Stufenfolge vom Fahrer als unangenehm wahrgenommen wird.

Tabelle 6-14 zeigt die Simulationsergebnisse für den Kraftstoffverbrauch der 8XT- Strategie. Dabei ist die im Allgemeinen gute Übereinstimmung von DoE- Schaltstrategieermittlung und Nachrechnung der Strategie im Modell mit Getriebekomponenten ersichtlich. Die größeren Abweichungen von  $\sim 11\%$  zu den gewichteten Ergebnissen des WMTC sind irrelevant, da eine Gewichtung der Simulationsergebnisse seitens GT nicht vorgenommen wird, siehe 6.1.1.

**Tabelle 6-13; Simulationsparameter der Best- und Schlechtest- Übersetzungs- und Schaltstrategien des 8XT**

Simulationsparameter	Einheit	Strategie 1121	Strategie 84
eff. Mitteldruck für minimalen KrSt-Verbrauch –Referenzdruck	bar	9,56477	10,3809
Motordrehzahl bei minimalem KrSt-Verbrauch – Referenzdrehzahl	$1/min$	4711,09	4566,1
maximale Last nach dem Hochschaltvorgang	%	63,8806	67,579
minimale Drehzahl nach dem Hochschaltvorgang	$1/min$	2094,4	2939,1
Übersetzungsverhältnis im 1. Gang $i_1$	–	3,4836	2,91234
Übersetzungsverhältnis im 2. Gang $i_2$	–	2,17868	2,74948
Übersetzungsverhältnis im 3. Gang $i_3$	–	1,94965	1,67602
Übersetzungsverhältnis im 4. Gang $i_4$	–	1,57541	1,57411
Übersetzungsverhältnis im 5. Gang $i_5$	–	1,20525	1,24778
Übersetzungsverhältnis im 6. Gang $i_6$	–	1,12246	1,00149
Übersetzungsverhältnis im 7. Gang $i_7$	–	0,904607	0,894465
Übersetzungsverhältnis im 8. Gang $i_8$	–	0,782304	0,847313
Gesamtwertung	–	1,03199915	1,11630328
Absolutwert der Kriterien Emissionen & Verbrauch / Fahrzeuglängsdynamik / Gesamt		14,384477 / 9,030929 / 23,415406	16,087840 / 9,446730 / 25,534570

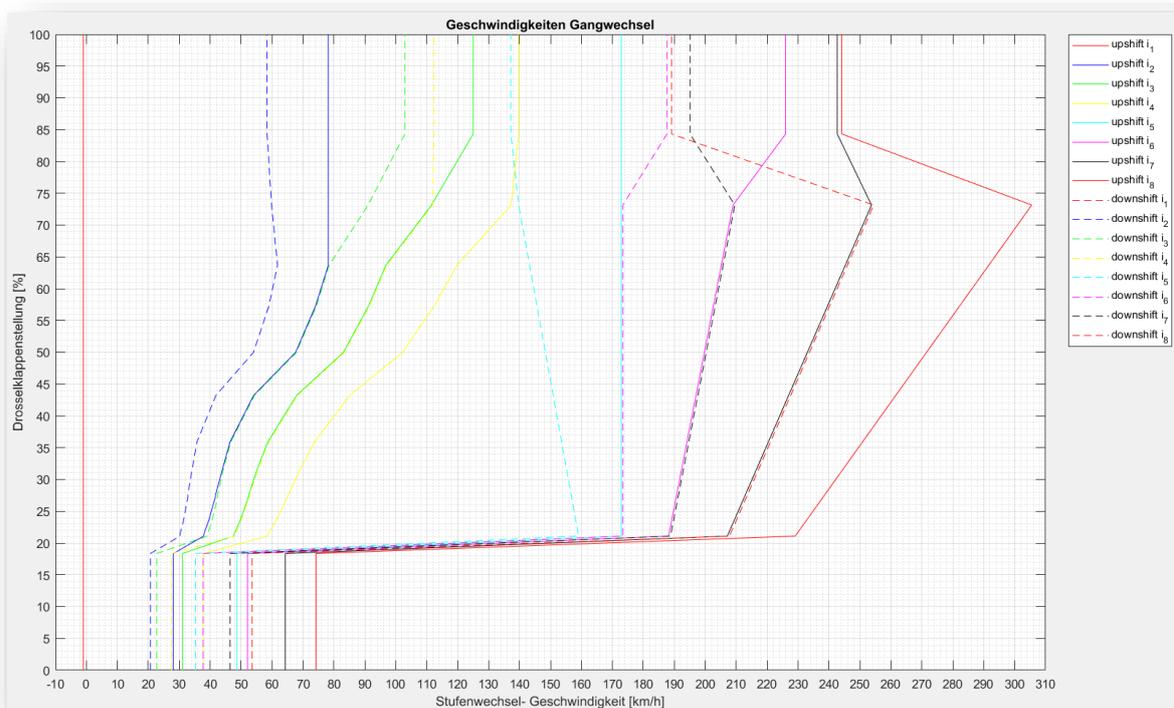
Die größere Differenz der Ergebnisse des KTM\_RC ist ein unmittelbarer Effekt der Schaltstrategie, der dadurch zustande kommt, dass über weite Teile des KTM\_RC ständig, unmittelbar aufeinander folgende Gangwechsel stattfinden. Dieser Effekt könnte durch eine Erweiterung der TCU unterbunden werden. Im Rahmen der Masterarbeit wurde aber auf den Aufbau von umfangreichen TCU- Logiken aus Zeitgründen, verzichtet.

Abbildung 6-26 zeigt bei den schnellsten beiden Gängen die Ausprägung einer Over- Drive-Auslegung der Übersetzung, die umgangssprachlich auch als Spargang bekannt ist. Der Begriff Over- Drive wird im Anhang A näher erläutert. Damit wird im Bereich niedrigerer Lasten eine Betriebspunktverschiebung zu geringeren Drehzahlen und damit geringerem Kraftstoffverbrauch ermöglicht. Dies bringt jedoch mit sich, dass die Höchstgeschwindigkeit unter Umständen nicht im schnellsten Gang erreicht wird oder überhaupt absinkt. Ursächlich dafür zeichnet, die nicht ausreichende Drehmomentreserve der VKM zur Überwindung der Fahrwiderstände.

**Tabelle 6-14; Gegenüberstellung der Ergebnisse der Schaltstrategieermittlung und des Modells mit Getriebekomponenten für neue Übersetzungsvarianten als 8XT , Schaltstrategie- Nr. 1121**

	Einheit	Ergebnis der DoE-Berechnung	Simulationsergebnis gewichtet/direkt	prozentuale Abweichung
Kraftstoffverbrauch WMTC gesamt	$dm^3/100km$	5,074	5,640 / 5,204	11,155 / 2,562
Phase 1	$dm^3/100km$	-	- / 8,501	- / -
Phase 2	$dm^3/100km$	-	- / 4,695	- / -
Phase 3	$dm^3/100km$	-	- / 4,668	- / -
Kraftstoffverbrauch KTM_CC	$dm^3/100km$	9,266	9,410	1,554
Kraftstoffverbrauch KTM_RC	$dm^3/100km$	6,730	7,472	11,025
Kraftstoffverbrauch FTP- 75	$dm^3/100km$	6,425	6,581	2,428
Kraftstoffverbrauch SC03	$dm^3/100km$	6,255	6,420	2,638
CO <sub>2</sub> - Emission WMTC gesamt	$g/km$	121,210	134,750 / 124,331	11,171 / 2,575
Phase 1    Phase 2    Phase 3		-    -    -	203,1    112,2    111,5	-    -    -

Wie die Skalierung und die Ergebnisse der Simulation des Performance Profils zeigen, ist eine Erreichung der Höchstgeschwindigkeit nur in der 7. Fahrstufe möglich. Im Rahmen der Vollastbeschleunigung wird der schnellste Gang nicht genutzt.



**Abbildung 6-26; 8XT- Gangwechseldiagramm der Übersetzungsvariante und Schaltstrategie- Nr. 1121**

## 6.6 Schaltstrategieermittlung – 5XT ... Verringerung der Anzahl an Fahrstufen

Den vorangegangenen Unterkapiteln liegt zugrunde, dass im Zuge der Ermittlung von Übersetzungsvarianten und den zugehörigen Schaltstrategien immer die Spreizung des Getriebes erhöht wurde. Ausgegangen wurde dabei von einer sechsstufigen Drehmoment-Drehzahl- Wandlung. Im Laufe der Masterarbeit stellte sich die Frage, wie sich ein Getriebe mit einer geringeren Anzahl an Fahrstufen bei den gestellten Bedingungen verhalten würde. In der Literatur – (Naunheimer, et al., 2007), (Fischer, et al., 2012) und (Kirchner, 2007) seien hier nur beispielhaft erwähnt – herrscht breiter Konsens darüber, dass eine Verringerung der Fahrstufen keine Verbesserung hinsichtlich des Kraftstoffverbrauches erbringt. Ungeachtet dessen sollen die Berechnungsergebnisse dargestellt werden, um ein Maß für die Entwicklung des KrSt- Verbrauches bei Reduzierung der Fahrstufenanzahl zu erhalten.

Die Simulationsparameter zur Darstellung des Best- Bereiches hinsichtlich des Kraftstoffverbrauches und der Last- und Drehzahlkriterien nach dem Hochschaltvorgang wurden dabei ohne Änderung aus den vorangegangenen Simulationen übernommen. Für die Grenzübersetzungen des Getriebes gelten ebenso die gleichen Werte. Daraus ergibt sich die gleiche Dichte an untersuchten Punkten im Motorkennfeld. Aufgrund der geringeren Anzahl an Berechnungsschritten des 5XT, nahmen die Simulationen für die 715 Schaltstrategien zwischen 9,43 und 19,66 Stunden in Anspruch.

Unten stehende Abbildung zeigt die Wertungen für Emission & Verbrauch sowie die Fahrdynamik. In der Grafik zur Fahrzeuglängsdynamik sind einige Schaltstrategien mit höheren Werten sichtbar. Im direkten Vergleich scheint es sich dabei um fahrdynamisch träge Strategien zu handeln. Der nähere Blick auf das Einzelergebnis weist für einzelne Fälle einen erhöhten Wert bei der Beschleunigung auf  $240 \text{ km/h}$  auf. Dabei unterscheiden sich diese Werte um bis zu Faktor 2,3 vom arithmetischen Mittel.

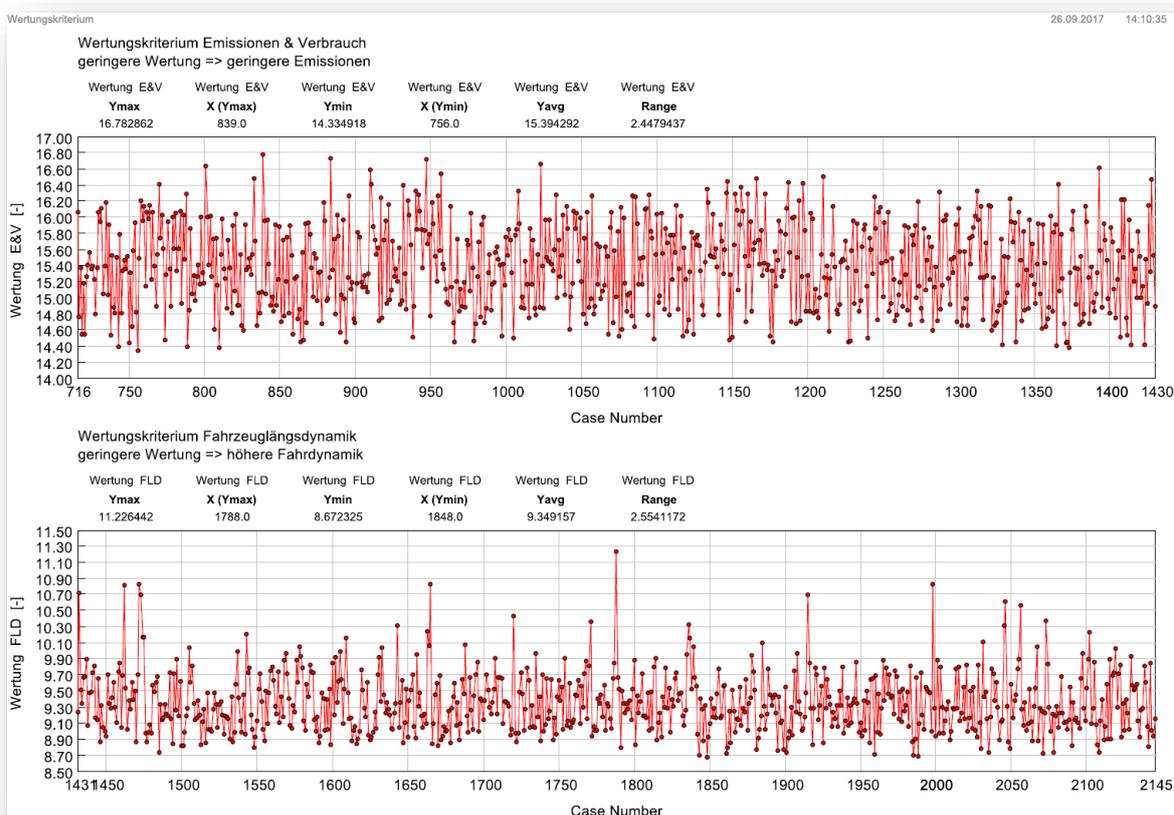


Abbildung 6-27; Vergleich der Einzelwertungen Emissionen & Verbrauch und Fahrzeuglängsdynamik für die Übersetzungsvarianten des 5XT

Die Betrachtung der Grunddaten zeigt, dass das Kriterium für eine Geschwindigkeit von  $240 \text{ km/h}$  nicht, oder nur nach sehr langer Zeit erreicht wird.

Aus der Gesamtwertung ergibt sich die Übersetzungsvariante mit der zugehörigen Strategie Nummer 657, als am besten die Kriterien erfüllend. Vorhin angesprochene Varianten können die Einbußen auf Seiten der Fahrdynamik nicht mit entsprechenden Verbesserungen beim Kraftstoffverbrauch kompensieren. Daher sind in Abbildung 6-28 teilweise hohe Werte in der Gesamtwertung sichtbar. Übersetzungs- und Schaltstrategie-Nr. 43 erfüllt die Wertungskriterien am schlechtesten. In diesem Fall wird das Kriterium für  $240 \text{ km/h}$  nicht erreicht. Ein Blick auf den Absolutwert E&V weist zusätzlich einen hohen Kraftstoffverbrauch aus.

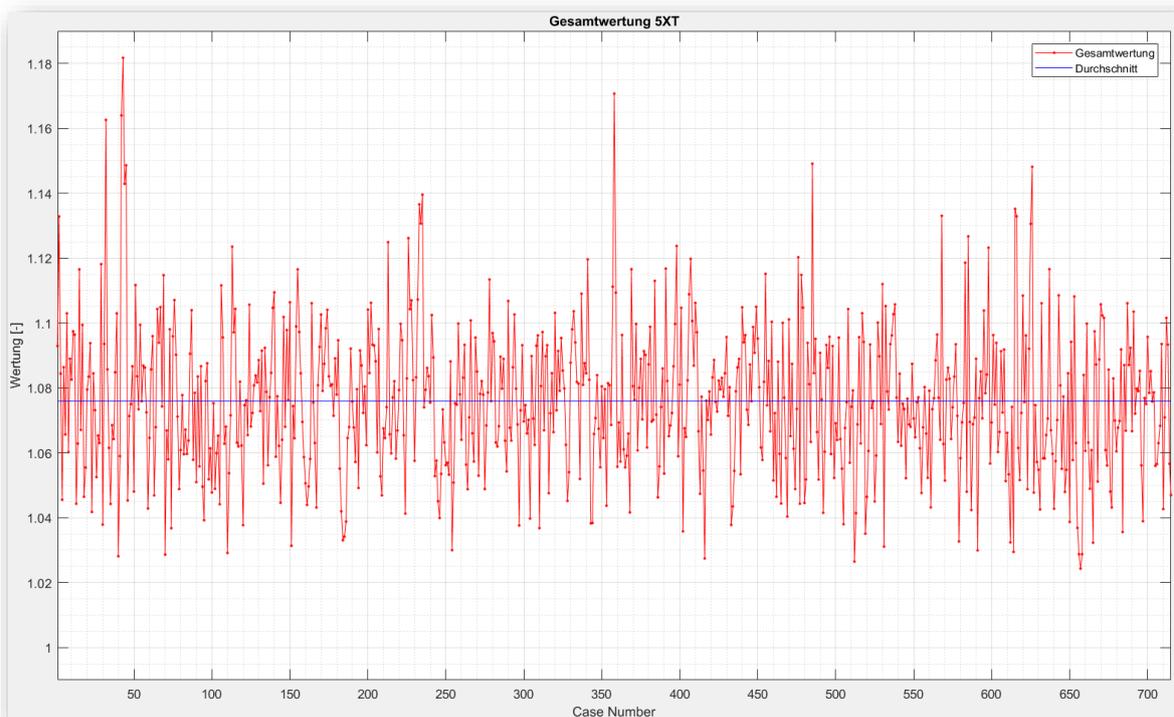


Abbildung 6-28; Gesamtwertung der Schaltstrategie- Kriterien für das 5XT

In Tabelle 6-15 sind die Simulationsparameter der Übersetzungsvariante dargestellt. Es lässt sich erkennen, dass zwischen erstem und zweitem Gang der größte Stufensprung erfolgt. Auf eine ähnliche Charakteristik wurde im Rahmen der Randwertbetrachtungen des 6XT bereits verwiesen (siehe Abschnitt 6.2.2). Der anschließende Stufensprung fällt geringer aus, bevor die Stufensprünge mit den schnelleren Gängen wieder zunehmen und fast den Ausgangswert erreichen. In der Literatur (Fischer, et al., 2012) wird mehrfach darauf hingewiesen, dass abnehmende Stufensprünge mit abnehmender Übersetzung als angenehm für den Fahrer empfunden werden. Es kann in Folge dessen davon ausgegangen werden, dass stark wechselnde Stufensprünge negative Auswirkungen auf Komfort und Akzeptanz seitens des Fahrers haben werden. Ob die subjektive Beurteilung durch Testfahrten mit automatisierten Getrieben in Motorrädern ähnlich ausfallen würde, lässt sich aus den Simulationswerten nicht ableiten. Dies würde im Rahmen einer Serienentwicklung die Abklärung anhand von Versuchsfahrten erforderlich machen. Darüber hinaus bietet sich diese Thematik für weitere Untersuchungen und die Entwicklung von Beurteilungskriterien an.

Tabelle 6-15; Simulationsparameter der Übersetzungs- und Schaltstrategien des 5XT

Simulationsparameter	Einheit	Strategie 657	Strategie 43
eff. Mitteldruck für minimalen KrSt-Verbrauch –Referenzdruck	bar	9,41981	10,0489
Motordrehzahl bei minimalem KrSt-Verbrauch – Referenzdrehzahl	$1/min$	4544,08	4779,29
maximale Last nach dem Hochschaltvorgang	%	95,7845	71,7512
minimale Drehzahl nach dem Hochschaltvorgang	$1/min$	2048,67	2772,98
Übersetzungsverhältnis im 1. Gang $i_1$	–	3,29433	3,24569
Übersetzungsverhältnis im 2. Gang $i_2$	–	1,89132	2,39247
Übersetzungsverhältnis im 3. Gang $i_3$	–	1,60372	1,35919
Übersetzungsverhältnis im 4. Gang $i_4$	–	1,26261	1,28015
Übersetzungsverhältnis im 5. Gang $i_5$	–	0,785995	0,832673
Gesamtwertung	–	1,02432366	1,18170698
Absolutwert der Kriterien Emissionen & Verbrauch / Fahrzeuglängsdynamik / Gesamt		14,449458 / 9,024916 / 23,474374	16,206953 10,691427 / 26,898380

Die in Tabelle 6-16 aufgeführten Ergebnisse zeigen eine Erhöhung des Kraftstoffverbrauches, gegenüber den Übersetzungsvarianten des 6XT. Die lange Übersetzung der schnellsten Fahrstufe bringt es mit sich, dass die Höchstgeschwindigkeit um  $\sim 15 \text{ km/h}$  absinkt. Dies zeigen die Auswertungen anhand des Performance Profils.

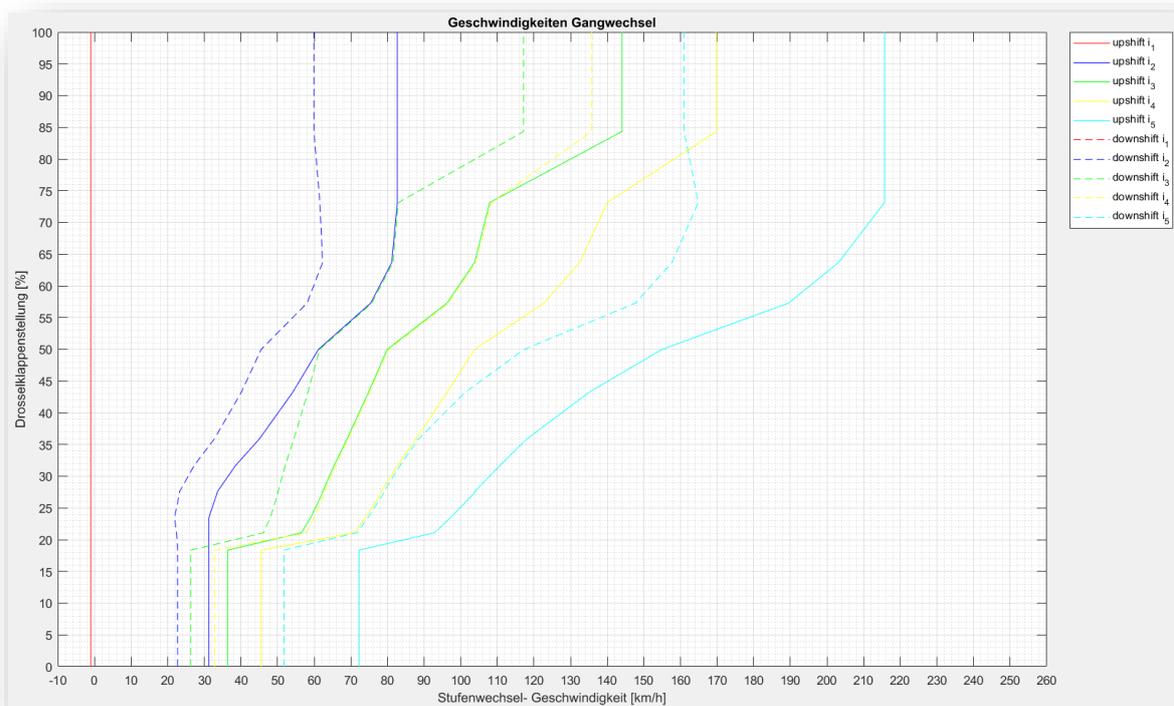
Bereits angesprochen wurden die hohen Werte der Beschleunigungskriterien bis  $240 \text{ km/h}$ . Hier lässt sich nunmehr feststellen, dass das Kriterium nie erreicht wird. Die Steigung des Geschwindigkeitsgraphen besitzt jedoch bis zur Rücknahme der Drosselklappenstellung bei  $\sim 70 \text{ s}$  einen positiven Wert. Auf Basis der Steigung wird die Zeit und der zurückgelegte Weg bis zum Erreichen des Kriteriums ermittelt.

Aufgrund der Anforderung der Firma KTM an ein Motorrad dieser Klasse das Geschwindigkeitskriterium zu erreichen, bieten die extrapolierten Werte die Möglichkeit betroffene Übersetzungsvarianten und die zugehörigen Schaltstrategien anhand des Kriterienkataloges auszuscheiden.

Die erhöhte prozentuale Abweichung des Kraftstoffverbrauches im KTM\_RC ist wiederum ein Effekt der bereits angesprochenen häufigen Gangwechsel. Dies zeigen auch die Auswertungen der Simulationen.

**Tabelle 6-16; Gegenüberstellung der Ergebnisse der Schaltstrategieermittlung und des Modells mit Getriebekomponenten für neue Übersetzungsvarianten als 5XT, Schaltstrategie- Nr. 657**

	Einheit	Ergebnis der DoE-Berechnung	Simulationsergebnis gewichtet/direkt	prozentuale Abweichung
Kraftstoffverbrauch WMTC gesamt	$dm^3/100km$	5,162	5,740 / 5,226	11,197 / 1,240
Phase 1	$dm^3/100km$	-	- / 8,758	- / -
Phase 2	$dm^3/100km$	-	- / 4,828	- / -
Phase 3	$dm^3/100km$	-	- / 4,547	- / -
Kraftstoffverbrauch KTM_CC	$dm^3/100km$	9,316	9,480	1,760
Kraftstoffverbrauch KTM_RC	$dm^3/100km$	6,139	6,492	5,750
Kraftstoffverbrauch FTP- 75	$dm^3/100km$	6,394	6,537	2,236
Kraftstoffverbrauch SC03	$dm^3/100km$	6,496	6,670	2,679
CO <sub>2</sub> - Emission WMTC gesamt	$g/km$	123,338	137,100 / 124,859	11,158 / 1,233
Phase 1    Phase 2    Phase 3		-    -    -	209,2    115,3    108,6	-    -    -



**Abbildung 6-29; 5XT- Gangwechseldiagramm der Übersetzungsvariante und Schaltstrategie- Nr. 657**

## 6.7 Zusammenfassung der Schaltstrategieermittlungen

Im Zuge der vorliegenden Masterarbeit wurden Untersuchungen zu gestuften Getriebekonzepten mit fünf, sechs, sieben und acht Gängen durchgeführt. Für jedes Konzept wurde ein Modell zur Generierung von Übersetzungs- und Schaltstrategien erstellt. Anhand des serienmäßig – in der KTM 1290 SUPER DUKE GT – verbauten Getriebes wurde als Referenz, eine Reihe von 80 Schaltstrategien untersucht. Des Weiteren erfolgte die Generierung von Schaltstrategien, die ausschließlich anhand des Homologationszyklus WMTC optimiert wurden. Die Anzahl aller generierten Schaltstrategien und der zugehörigen Übersetzungen beläuft sich auf 4982. Die benötigte Rechenzeit zur Simulation von Kraftstoffverbräuchen und fahrdynamischen Kennwerten in den berechneten Fahrprofilen belief sich auf ~ 645 Stunden.

Bei ausschließlicher Betrachtung der Mittelwerte lässt sich festhalten, dass die festgelegten Wertungskriterien von Getrieben mit höherer Ganganzahl zunehmend besser erfüllt werden. Angesichts der Gesetzmäßigkeiten die in den theoretischen Grundlagen erarbeitet wurden war dies ein erwartbares Ergebnis. Dies trifft auf beide Wertungskriterien, für Emissionen & Verbrauch sowie Fahrzeuglängsdynamik, zu.

Der oben erwähnte Trend, dass Getriebekonzepte mit höherer Stufenanzahl die angelegten Kriterien im Mittel besser erfüllen, ist jedoch nicht ausschlaggebend. Die Verwirklichung eines Konzeptes bringt die Anforderung mit sich, Einzelergebnisse zu betrachten. Hier ist festzustellen, dass der zunehmende Gewinn an Fahrdynamik bei Acht- Gang-Getriebekonzepten, die Verluste auf Seiten von Emission und Verbrauch nicht mehr kompensieren kann. Als insgesamt bester Kompromiss hat sich, eine Übersetzungs- und Schaltstrategie mit sieben Fahrstufen erwiesen. Im anschließenden Abschnitt seien Ausschnitte der Simulationsprotokolle dieser Strategie gezeigt. Den Abschluss bildet die Zusammenfassung der nach den Beurteilungskriterien besten Varianten aller durchgeführten Simulationen.

An dieser Stelle wird nochmals auf die Sammlung der Simulationsprotokolle im digitalisierten Anhang verwiesen.

### 6.7.1 Simulationsprotokolle 7XT- Strategie- Nr. 927

An dieser Stelle werden Auszüge der Simulationsprotokolle für die ermittelte Übersetzungs- und Schaltstrategie gezeigt. Für die vollständigen Protokolle wird wegen ihrer Größe auf den Anhang verwiesen.

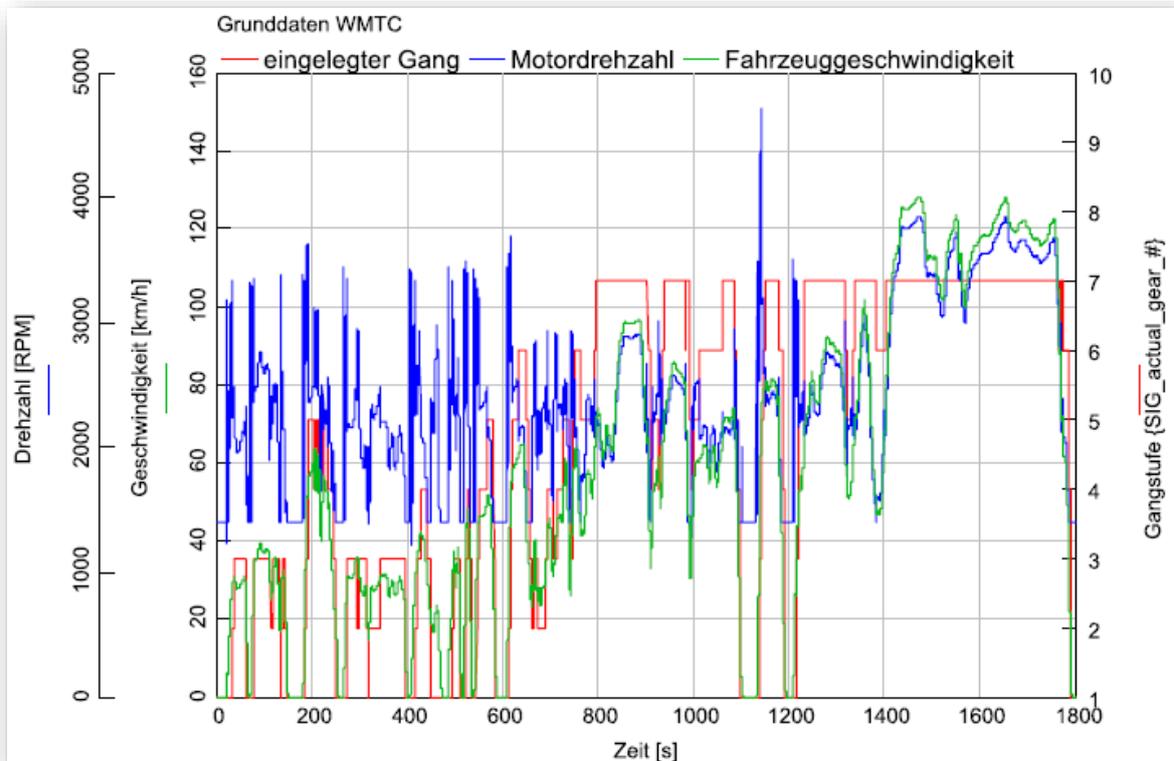


Abbildung 6-30; FZG- Geschwindigkeit, Motordrehzahl und eingelegter Gang der 7XT- Strategie- Nr. 927

Obige Abbildung stellt den Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit aufgrund des durchfahrenen WMTC- Profils dar. Zusätzlich sind die Motordrehzahl und der eingelegte Gang ersichtlich. Im Vergleich zum Seriengetriebe fällt auf, dass bereits in der Stadtphase (0 ÷ 600 s) bis in den fünften Gang hochgeschaltet wird. Werden die Verteilungen der Zeitanteile einzelner Gänge betrachtet – Abbildung 6-3 zeigt das Seriengetriebe – fällt auf, dass sich die Nutzung der schnelleren Gänge beim 7XT verstärkt. Während das 6MT eine gleichmäßige Verteilung der Gangnutzung in der Landstraßenphase aufwies, so verlagert sich der Schwerpunkt des 7XT zu den höheren Gängen. Die Autobahnphase zeichnet sich durch äußerst geringe Nutzung von zweiter und dritter Fahrstufe aus. Durch die insgesamt höheren Zeitanteile der schnellen Fahrstufen, wie in Abbildung 6-31 dargestellt, wird eine generelle Absenkung der Motordrehzahl erreicht. Im Bereich der Autobahnfahrt (1200 ÷ 1800 s) wird der Motor mit einer um rund  $900 \frac{1}{min}$  verringerten Drehzahl betrieben. Hinsichtlich des Betriebspunktes bewirkt dies einen Anstieg des benötigten eff. Mitteldruckes, womit die klassischen Voraussetzungen eines Downspeeding- Getriebes {siehe Glossar} erfüllt sind. Eine Verteilung der Betriebspunkte im Verbrauchskennfeld des Motors der KTM 1290 SUPER DUKE GT ist in Abbildung 6-32 zu sehen.

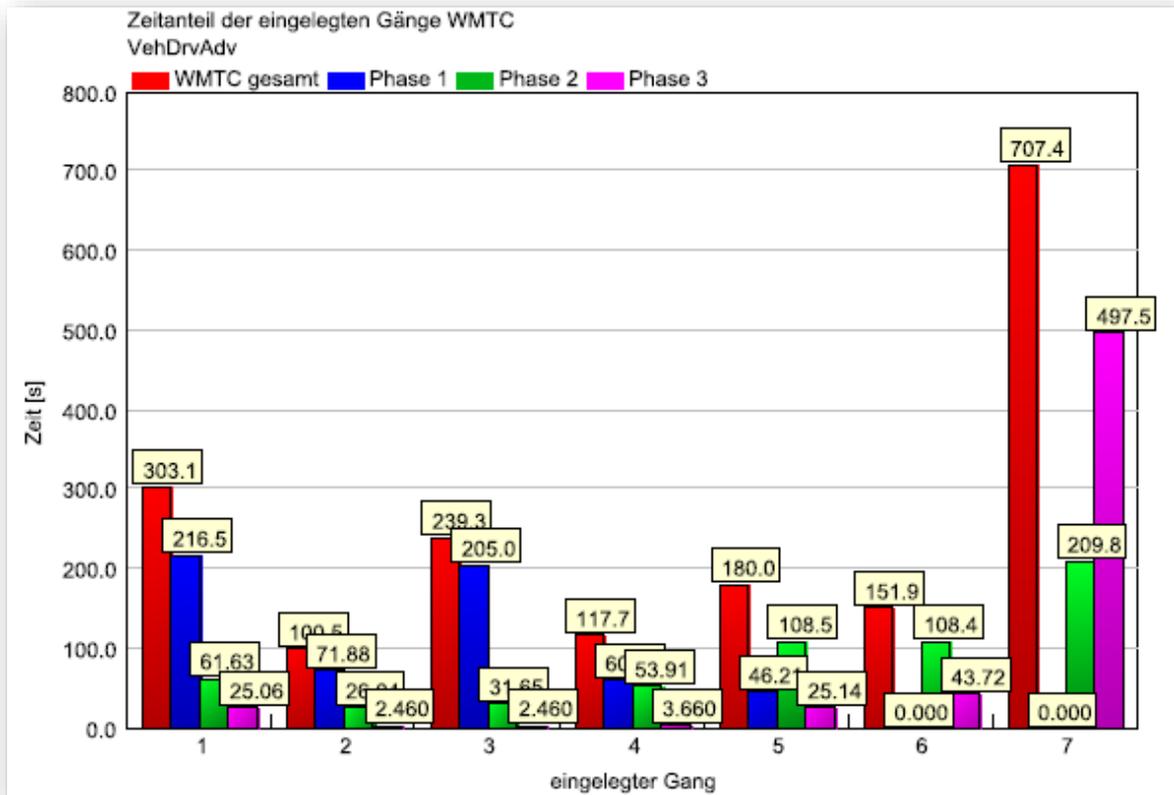


Abbildung 6-31; Zeitanteile der Gangnutzung von 7XT- Strategie- Nr. 927

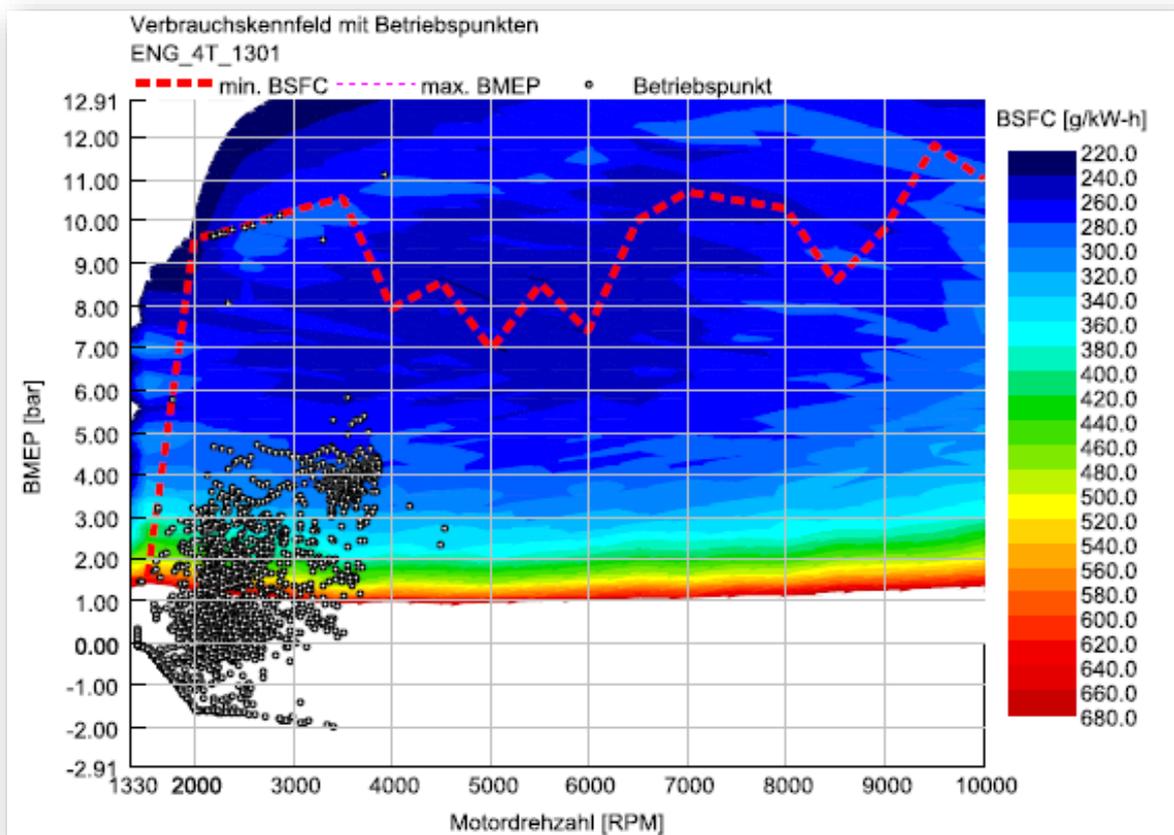


Abbildung 6-32; Verbrauchskennfeld des Motors mit Betriebspunkten der 7XT- Strategie

## 6.7.2 Zusammenfassung der Schaltstrategien

In den nachfolgenden Tabellen sind die Kriterien zur Beurteilung von Emissionen & Verbrauch sowie der Fahrzeuglängsdynamik für die jeweilige Best- Strategie aufgeführt. Die Angabe der durchschnittlichen Wertungskriterien stellt einen Bezug zu den Simulationen mit anderen Übersetzungs- und Schaltstrategien dar. Zur leichteren Vergleichbarkeit der einzelnen Getriebekonzepte dienen die Absolutwerte der Wertungskriterien. Abschließend sind die errechneten KrSt- Verbräuche der Fahrprofile WMTC, FTP- 75, KTM\_CC und KTM\_RC angeführt. Die Werte für die Beschleunigung dienen der Vergleichbarkeit der Fahrdynamik.

**Tabelle 6-17; Zusammenfassung 5XT, neue Übersetzungs- und Schaltstrategien**

<b>5XT</b> Neuberechnung Übersetzungen		nach Beurteilungskriterien unter 5.2			
		Emissionen & Verbrauch		Fahrzeuglängsdynamik	
Absolutwerte		14,449458		9,024916	
Gesamtwertung		1,02432366			
durchschnittliche Wertung		15,394292		9,349157	
Streuung der Wertungen		2,447944		2,554117	
durchschnittliche Gesamtwertung		1,07597336			
Verbrauch WMTC	5,226	$dm^3/100km$	Beschleunigung 0 ÷ 100 $km/h$	2,43	s
Verbrauch FTP- 75	6,537	$dm^3/100km$	Beschleunigung 40 ÷ 80 $km/h$	1,46	s
Verbrauch KTM_CC	9,480	$dm^3/100km$	Beschleunigung 60 ÷ 120 $km/h$	2,30	s
Verbrauch KTM_RC	6,492	$dm^3/100km$	Beschleunigung 70 ÷ 140 $km/h$	2,69	s

**Tabelle 6-18; Zusammenfassung Seriengetriebe 6XT**

<b>6XT</b> Seriengetriebe		nach Beurteilungskriterien unter 5.2			
		Emissionen & Verbrauch		Fahrzeuglängsdynamik	
Absolutwerte		14,516700		9,460250	
Gesamtwertung		1,02154681			
durchschnittliche Wertung		15,234497		9,307406	
Streuung der Wertungen		1,458858		0,401002	
durchschnittliche Gesamtwertung		1,03791642			
Verbrauch WMTC	5,353	$dm^3/100km$	Beschleunigung 0 ÷ 100 $km/h$	2,57	s
Verbrauch FTP- 75	6,514	$dm^3/100km$	Beschleunigung 40 ÷ 80 $km/h$	1,34	s
Verbrauch KTM_CC	9,163	$dm^3/100km$	Beschleunigung 60 ÷ 120 $km/h$	3,12	s
Verbrauch KTM_RC	6,652	$dm^3/100km$	Beschleunigung 70 ÷ 140 $km/h$	3,53	s

Tabelle 6-19; Zusammenfassung 6XT, neue Übersetzungs- und Schaltstrategien

<b>6XT</b> Neuberechnung Übersetzungen		nach Beurteilungskriterien unter 5.2			
		Emissionen & Verbrauch		Fahrzeuglängsdynamik	
Absolutwerte		14,307182		9,539673	
Gesamtwertung		1,02962241			
durchschnittliche Wertung		15,106440		9,807759	
Streuung der Wertungen		2,046285		1,686730	
durchschnittliche Gesamtwertung		1,072524			
Verbrauch WMTC	5,216	$dm^3/100km$	Beschleunigung 0 ÷ 100 $km/h$	2,625	s
Verbrauch FTP- 75	6,480	$dm^3/100km$	Beschleunigung 40 ÷ 80 $km/h$	1,435	s
Verbrauch KTM_CC	9,265	$dm^3/100km$	Beschleunigung 60 ÷ 120 $km/h$	2,950	s
Verbrauch KTM_RC	6,582	$dm^3/100km$	Beschleunigung 70 ÷ 140 $km/h$	3,690	s

Tabelle 6-20; Zusammenfassung Seriengetriebe 6XT, Optimierung auf WMTC

<b>6XT- WMTC</b> Seriengetriebe		nach Beurteilungskriterien unter 5.2			
		Emissionen & Verbrauch		Fahrzeuglängsdynamik	
Absolutwerte		14,484560		9,489254	
Gesamtwertung		-			
durchschnittliche Wertung		5,411366		9,307406	
Streuung der Wertungen		0,495390		0,401002	
durchschnittliche Gesamtwertung		-			
Verbrauch WMTC	5,340	$dm^3/100km$	Beschleunigung 0 ÷ 100 $km/h$	2,574	s
Verbrauch FTP- 75	6,472	$dm^3/100km$	Beschleunigung 40 ÷ 80 $km/h$	1,340	s
Verbrauch KTM_CC	9,117	$dm^3/100km$	Beschleunigung 60 ÷ 120 $km/h$	3,115	s
Verbrauch KTM_RC	6,683	$dm^3/100km$	Beschleunigung 70 ÷ 140 $km/h$	3,525	s

**Tabelle 6-21; Zusammenfassung 6XT, neue Übersetzungs- und Schaltstrategien, Optimierung auf WMTC**

<b>6XT- WMTC</b>				
nach Beurteilungskriterien unter 5.2				
Neuberechnung Übersetzungen		Emissionen & Verbrauch		Fahrzeuglängsdynamik
Absolutwerte		14,242023		9,882766
Gesamtwertung		-		
durchschnittliche Wertung		5,380156		9,807758
Streuung der Wertungen		0,664896		1,686730
durchschnittliche Gesamtwertung		-		
Verbrauch WMTC	5,209	$dm^3/100km$	Beschleunigung 0 ÷ 100 $km/h$	2,77 s
Verbrauch FTP- 75	6,448	$dm^3/100km$	Beschleunigung 40 ÷ 80 $km/h$	1,42 s
Verbrauch KTM_CC	9,214	$dm^3/100km$	Beschleunigung 60 ÷ 120 $km/h$	2,73 s
Verbrauch KTM_RC	6,890	$dm^3/100km$	Beschleunigung 70 ÷ 140 $km/h$	3,62 s

**Tabelle 6-22; Zusammenfassung 7XT, neue Übersetzungs- und Schaltstrategien**

<b>7XT</b>				
nach Beurteilungskriterien unter 5.2				
Neuberechnung Übersetzungen		Emissionen & Verbrauch		Fahrzeuglängsdynamik
Absolutwerte		14,164830		9,122073
Gesamtwertung		1,02859051		
durchschnittliche Wertung		15,119824		9,286428
Streuung der Wertungen		2,243055		1,481353
durchschnittliche Gesamtwertung		1,07196600		
Verbrauch WMTC	5,196	$dm^3/100km$	Beschleunigung 0 ÷ 100 $km/h$	2,34 s
Verbrauch FTP- 75	6,508	$dm^3/100km$	Beschleunigung 40 ÷ 80 $km/h$	1,22 s
Verbrauch KTM_CC	9,318	$dm^3/100km$	Beschleunigung 60 ÷ 120 $km/h$	2,47 s
Verbrauch KTM_RC	6,611	$dm^3/100km$	Beschleunigung 70 ÷ 140 $km/h$	4,34 s

Tabelle 6-23; Zusammenfassung 8XT, neue Übersetzungs- und Schaltstrategien

<b>8XT</b>		nach Beurteilungskriterien unter 5.2	
Neuberechnung Übersetzungen	Emissionen & Verbrauch		Fahrzeuglängsdynamik
Absolutwerte	14,384477		9,030929
Gesamtwertung	1,03199915		
durchschnittliche Wertung	15,055064		9,267952
Streuung der Wertungen	2,237040		1,717732
durchschnittliche Gesamtwertung	1,06919903		
Verbrauch WMTC	5,204	$dm^3/100km$	Beschleunigung 0 ÷ 100 $km/h$
Verbrauch FTP- 75	6,581	$dm^3/100km$	Beschleunigung 40 ÷ 80 $km/h$
Verbrauch KTM_CC	9,410	$dm^3/100km$	Beschleunigung 60 ÷ 120 $km/h$
Verbrauch KTM_RC	7,472	$dm^3/100km$	Beschleunigung 70 ÷ 140 $km/h$

Einen Überblick über die Entwicklung des Kraftstoffverbrauches, bezogen auf die in den Tabellen 6-17 bis 6-23 zusammengefassten Best- Strategien, bietet nachfolgende Abbildung.

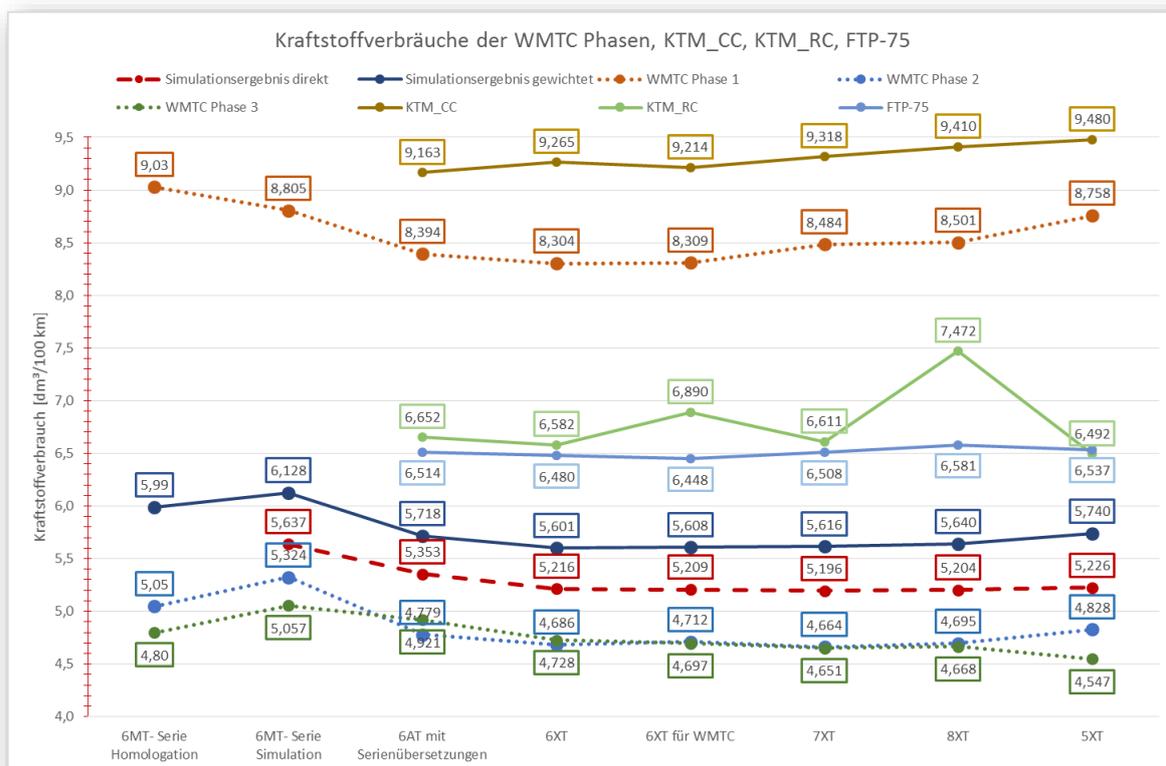


Abbildung 6-33; Zusammenfassung des Kraftstoffverbrauches gestufter Getriebe- Konzepte

Bezugnehmend auf Abbildung 6-33 sei an die Vorschriften des WMTC, zur Gewichtung der von Phasen 1,2 und 3 im Verhältnis 25: 50: 25 erinnert, die im „Simulationsergebnis gewichtet“ berücksichtigt ist (Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften, 2013). Für die Simulation in GT SUITE ist dies nicht möglich, da im Fahrprofil WMTC die einzelnen Phasen nicht unterschieden werden. Dies hat zur Folge, dass für die durchgehende Simulation der 1800 s ein streckenbezogener Kraftstoffverbrauch ermittelt wird, der die oben erwähnte

Gewichtung nicht berücksichtigt. In obiger Abbildung wird dieser Verbrauchswert als „Simulationsergebnis direkt“ bezeichnet.

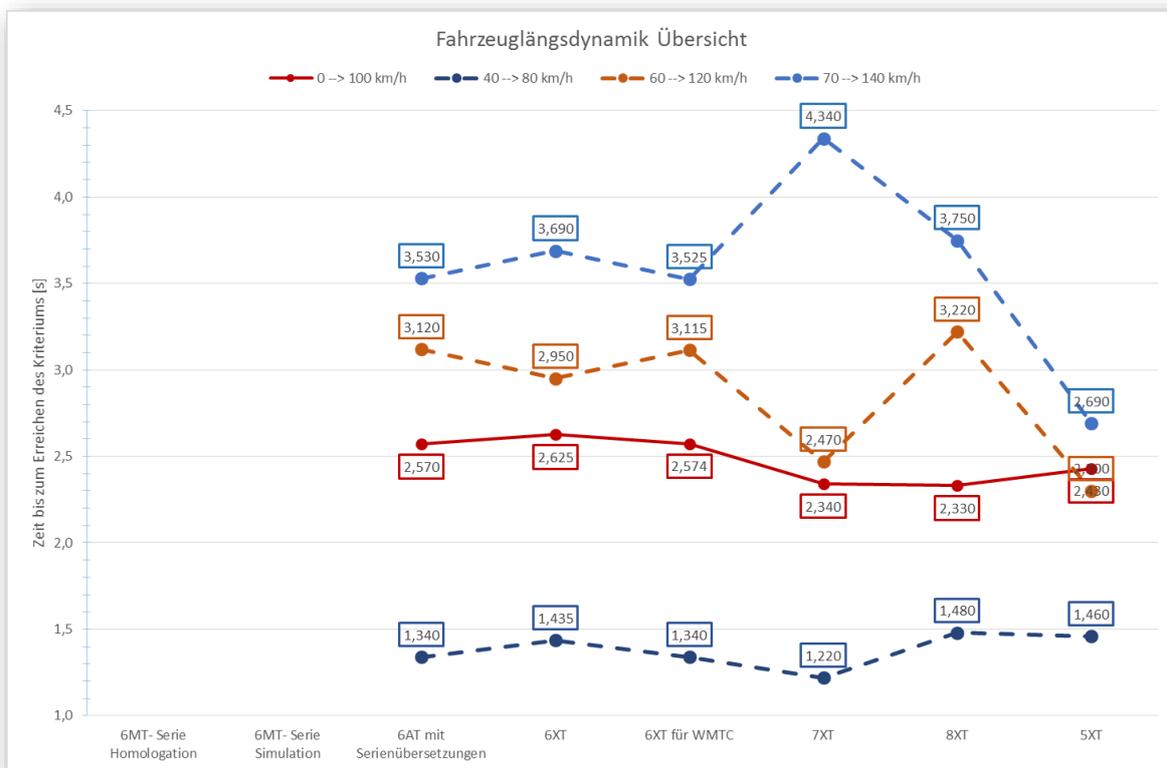


Abbildung 6-34; Zusammenfassung der Werte für die Beurteilung der Fahrzeuginfängendynamik der gestuften Getriebe-Konzepte

Ergänzend stellt Abbildung 6-34 dar, dass das 7- Gang-Konzept mit den geringen Verbrauchswerten im KMT\_RC, dem Wert für die Beschleunigung auf  $100 \text{ km/h}$  und dem Durchzug von  $40 \text{ km/h}$  auf  $80 \text{ km/h}$  überzeugen kann. Die Abweichung der anderen Durchzugskennwerte hat in Summe keinen wesentlichen Einfluss auf die Gesamtwertung. Der hohe Wert im Durchzug von  $70 \text{ km/h}$  auf  $140 \text{ km/h}$  würde bei jedoch auf alle Fälle ein manuelles Eingreifen erfordern.

In Abbildung 6-33 zeigt sich, dass bei der Bestimmung der Übersetzungen durch DoE und den angewandten Beurteilungskriterien bezogen auf den WMTC, die Unterschiede der Konzepte gering werden. Einzig der Wert für die Phase im Stadtverkehr weist zu Konzepten mit ansteigender Fahrstufenanzahl auch einen steigenden KrSt- Verbrauch aus. Dieser Trend ist auch auf den Stadtzyklus der Firma KTM AG übertragbar.

Abschließend sei noch angemerkt, dass ein Vergleich mit manuell betätigten Getriebe-Konzepten nur eingeschränkt sinnvoll ist und daher auf die Angaben teilweise verzichtet wurde.

## 6.8 Simulationsergebnisse mit CVT

Die durchgeführten Simulationen stützen sich auf die in Abschnitt 5.1.5 beschriebenen Modelle mit stufenlos übersetzenden Getrieben. In Unterkapitel 5.5 wurde der Aufbau und die Ermittlung der zugehörigen Übersetzungskennfelder erläutert. Aufgrund der Anzahl an berechneten Fahrprofilen seien in diesem Unterkapitel nur die Ergebnisse für die Berechnungen im WMTC näher erläutert. Die Simulationsprotokolle der anderen Fahrprofile finden sich im digitalisierten Anhang.

### 6.8.1 Lineares CVT- Kennfeld

In Abbildung 5-24 wird der Verlauf der Übersetzung als Funktion von Drehzahl und Drosselklappenstellung dargestellt, wie er für die Simulation mit linearem Kennfeld verwendet wird. Nachfolgende Abbildung zeigt die Verläufe von FZG- Geschwindigkeit, Motordrehzahl und Übersetzungsverhältnis im stufenlosen Getriebe.

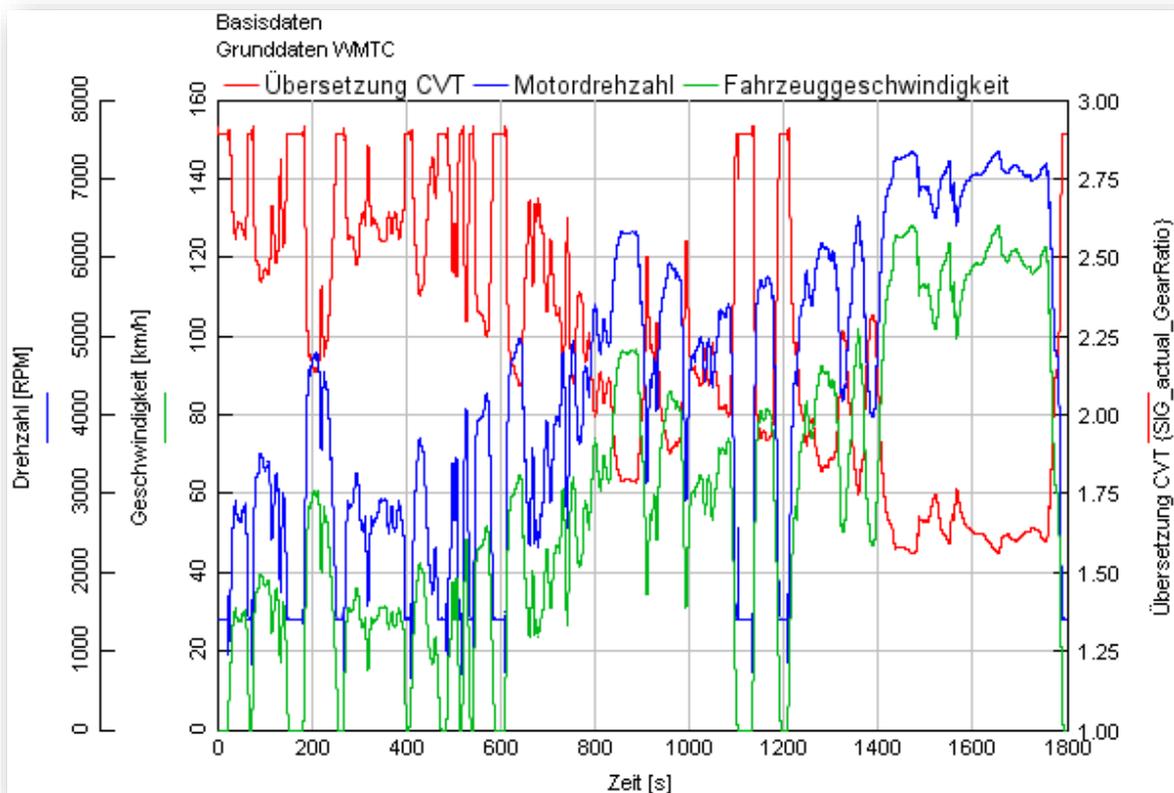


Abbildung 6-35; FZG- Geschwindigkeit, Motordrehzahl und Übersetzungsverhältnis im CVT, bei linearem Übersetzungskennfeld

Es ist zu erkennen, dass die Anpassung des Übersetzungsverhältnisses an die Motordrehzahl erfolgt. Mit zunehmender Drehzahl des Motors sinkt das Übersetzungsverhältnis immer weiter ab. Über die Übersetzungsverhältnisse von Primär-, Sekundärtrieb und CVT sowie dem dynamischen Reifenradius, erfolgt eine direkte Zuordnung der FZG- Geschwindigkeit zur Motordrehzahl. Dies bringt es mit sich, dass der Verstellbereich des CVT dem gesamten fahrbaren Geschwindigkeitsbereich des Fahrzeuges linear zugeteilt wird. Die Auswirkungen sind in obiger Abbildung im Bereich von 1400 ÷ 1800 s des Fahrprofils deutlich zu sehen. Die Fahrzeuggeschwindigkeit beträgt in diesem Zeitabschnitt zwischen  $\sim 125$  und  $\sim 145 \text{ km/h}$ . Das gewählte Übersetzungsverhältnis aufgrund des Kennfeldes schwankt zwischen  $\sim 1,55$  und  $\sim 1,8$ . Der Vergleich zu den simulierten gestuften Getrieben zeigt, dass beim CVT- Konzept eine wesentlich höhere Übersetzung erfolgt (6MT- Serie  $i_6 = 0,963$ , 7XT aus 6.7.1  $i_7 = 0,81939$ ). Als Auswirkung ergibt sich eine erhöhte Motordrehzahl in diesem Bereich, womit ein erhöhter Kraftstoffverbrauch einhergeht.

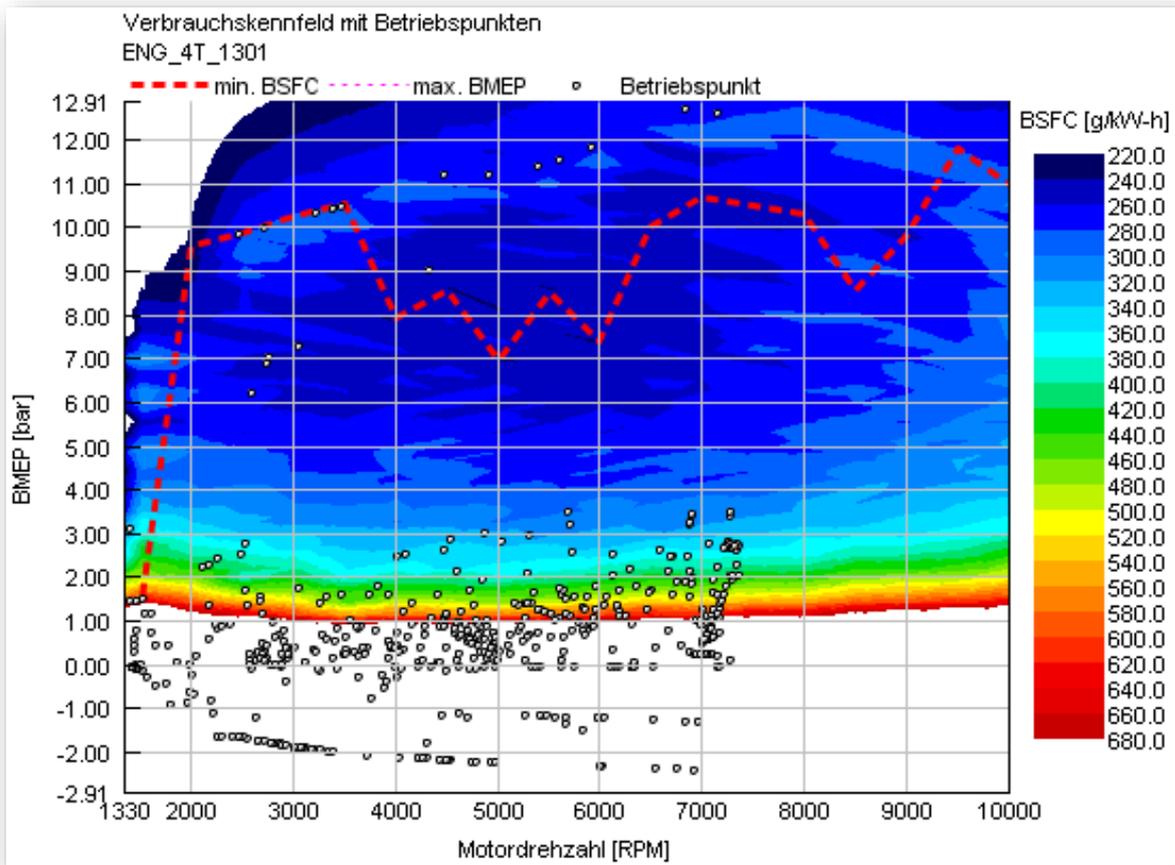


Abbildung 6-36; Verbrauchskennfeld des Motors mit Betriebspunkten des CVT mit linearem Übersetzungskennfeld

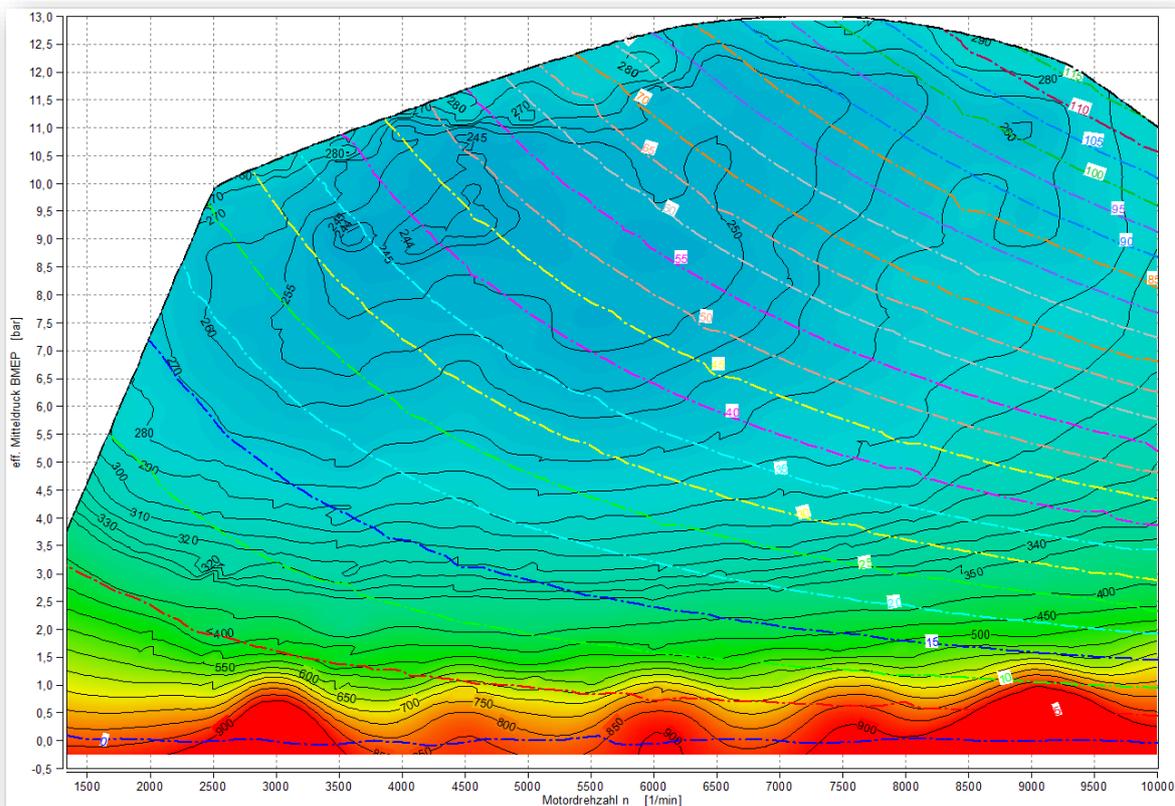


Abbildung 6-37; Kennfeld des spez. Kraftstoffverbrauches [g/kWh] des Motors über Drehzahl und eff. Mitteldruck [bar]; strich- punktiert die Linien gleicher Motorleistung [kW], Daten (KTM AG, 2016)

Im Vergleich zu den Simulationsprotokollen in Abschnitt 6.7.1, ist die Streckung des benutzten Drehzahlbandes in obiger Abbildung erkennbar. Mit der Verlagerung der Betriebspunkte zu höheren Drehzahlen geht auch eine Absenkung des effektiven Mitteldruckes einher, da die Leistungsanforderung für den betreffenden Betriebspunkt konstant bleibt. In Abbildung 6-37 ist das Kennfeld des spez. Kraftstoffverbrauches gezeigt. Anhand der dargestellten Linien gleicher Leistung ist die Tendenz zu höheren KrSt-Verbräuchen bei Erhöhung der Drehzahl sichtbar. Dies liefert die Erklärung für die, im Vergleich mit den gestuften Getriebekonzepten, angestiegenen Verbräuche (siehe Tabelle 6-24).

Vereinzelt sind Betriebspunkte im Bereich hohen eff. Mitteldruckes zu sehen. Dies ist darin begründbar, dass das Signal für die Gasgriffstellung in der Autobahnphase, vereinzelt schnell zwischen Volllast und geschlossener Drosselklappe wechselt. Dieser Effekt bringt eine zusätzliche Erhöhung des Kraftstoffverbrauches. Dieses Problem trat bei den Simulationen zu den gestuften Getriebemodellen ebenso auf und war mit dem Signal für die Triebstrangübersetzung, das vom Driver-Template benötigt wird verbunden.

Die mehrfache Kontrolle aller vom Fahrer erhaltenen Signale förderte diesbezüglich keine Mängel zu Tage. Im Rahmen des WMTC ist Abweichung der FZG- Geschwindigkeit vom Soll mit einem Toleranzfeld versehen. Die Einhaltung ist während des gesamten Zyklus gegeben.

**Tabelle 6-24; Simulationsergebnisse des Kraftstoffverbrauches für CVT- Konzept mit linearem Übersetzungskennfeld**

	Einheit	Simulations- ergebnis gewichtet/direkt	prozentuale Abweichung
Kraftstoffverbrauch WMTC gesamt	$dm^3/100km$	8,281 / 8,034	3,074
Phase 1	$dm^3/100km$	- / 10,240	-
Phase 2	$dm^3/100km$	- / 7,734	-
Phase 3	$dm^3/100km$	- / 7,414	-
Kraftstoffverbrauch KTM_CC	$dm^3/100km$	11,170	-
Kraftstoffverbrauch KTM_RC	$dm^3/100km$	8,415	-
Kraftstoffverbrauch FTP- 75	$dm^3/100km$	9,059	-
Kraftstoffverbrauch SC03	$dm^3/100km$	8,860	-
CO <sub>2</sub> - Emission WMTC gesamt	$g/km$	197,824 / 191,938	3,067
Phase 1    Phase 2    Phase 3		244,6    184,8    177,1	-    -    -

Auf die Aspekte der Fahrzeugängsdynamik wurde bisher wenig eingegangen. Im Vergleich zu den gestuften Getrieben berechnen sich für das lineare Übersetzungskennfeld – bei den Beschleunigungen aus dem Stillstand – generell höhere Werte, wobei die Vorteile der gestuften Konzepte mit zunehmender Geschwindigkeit abnehmen. Bei den Bekannten Kriterien von Null auf 60, 80 und 100  $km/h$  liegen die Werte rund doppelt so hoch. Die Simulationen der Durchzugskriterien zeigen, dass der Vorteil beim CVT liegt. Da eine bloße

Aufzählung von Simulationswerten an dieser Stelle nicht sinnvoll wäre, werden die Ergebnisse aller CVT- Konzepte im Abschnitt 6.8.4 zusammengefasst.

Aus der Verteilung der Betriebspunkte und den angewandten Übersetzungsverhältnissen, lässt sich damit ableiten, dass das Kennfeld im Bereich geringer Lasten und mittlerer Drehzahlen bereits ein hohes Übersetzungsverhältnis aufweisen muss. Hinsichtlich der Fahrdynamik können die Einschränkungen gering gehalten werden, so die Veränderungen am Kennfeld hauptsächlich den Bereich niedriger bis mittlerer Drosselklappenstellung betreffen.

### 6.8.2 „Gestuftes“ CVT- Kennfeld

Bereits im Abschnitt 5.5.2, in dem die Übersetzungskennfelder dargestellt wurden, wurde die spezielle, sich ergebende Charakteristik angesprochen. Diese ist in untenstehender Abbildung ersichtlich.

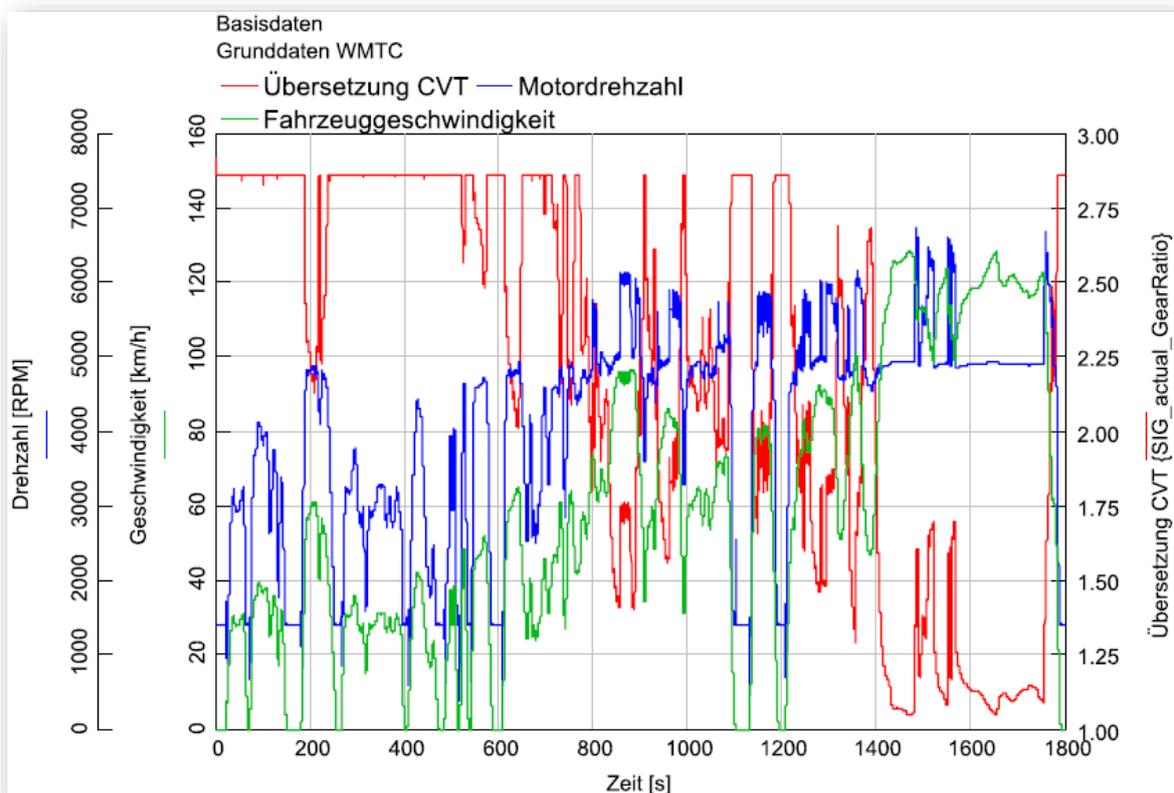


Abbildung 6-38; FZG- Geschwindigkeit, Motordrehzahl und Übersetzungsverhältnis im CVT, bei gestuftem Übersetzungskennfeld

Der Verlauf des Übersetzungsverhältnisses zeigt eine oftmalige Verwendung der höchsten Übersetzung, was auf die plateauartige Ausbildung im Kennfeld zurückzuführen ist. Daraus ergibt sich die Ausbildung eines „ersten Ganges“. Ebenfalls auffällig sind die sprunghaften Übergänge des Übersetzungsverhältnisses nach dem Verlassen des „ersten Ganges“. Die sich, bei Anwendung des linearen Kennfeldes, ergebenden Übergänge die den indirekt proportionalen Zusammenhang von Motordrehzahl und Übersetzungsverhältnis wiedergeben, sind weitestgehend verloren gegangen.

Andererseits lässt sich feststellen, dass eine zunehmende Konzentration der Betriebspunkte knapp unter  $5000 \frac{1}{min}$  stattfindet (Abbildung 6-38). Bei Betrachtung des Übersetzungskennfeldes in Abbildung 5-25 fällt auf, dass dies gleichzeitig die Untergrenze der manuell erstellten Zonen mit der geringsten Übersetzung darstellt. Eine gleichzeitige Verlagerung der Betriebspunkte in den Bereich geringsten KrSt- Verbrauches trat jedoch

nicht verstärkt auf, was auch auf den flachen Verlauf der Linien gleicher Leistung zurückzuführen ist, wenn Abbildung 6-37 betrachtet wird.

Ein weiterer Effekt der Übersetzungscharakteristik ist in den Übersetzungswechseln in kurzer Abfolge zu sehen. Signifikant tritt dies in obiger Abbildung knapp unter 900 s im Grafen des Übersetzungsverhältnisses in Erscheinung und wirkt sich ebenso auf die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Motordrehzahl aus. Zur Verdeutlichung sei auf der folgenden Seite in Abbildung 6-40, der Verlauf von Fahrzeug- Soll- und Ist- Geschwindigkeit dargestellt, der die Schwingungen der Ist- Geschwindigkeit um den Vorgabewert zeigt. Zurückzuführen ist dies auf den Betriebspunkt der nahe einer scharfen Kante oder im Bereich einer steilen Flanke im Übersetzungskennfeld zu liegen kommt. Dies bewirkt eine laufende Schwankung der Übersetzung um ebendiesen scharfen Übergang. Bei einer steilen Kennfeldflanke ergibt sich das Problem, dass aufgrund großer Veränderungen des Übersetzungsverhältnisses Regelschwingungen in der Getriebesteuerung auftreten.

Abhilfe würde die Veränderung der Regelparameter schaffen, die in die Weiterentwicklung der Kennfelderstellung, im Rahmen künftiger Untersuchungen, eingebunden werden muss.

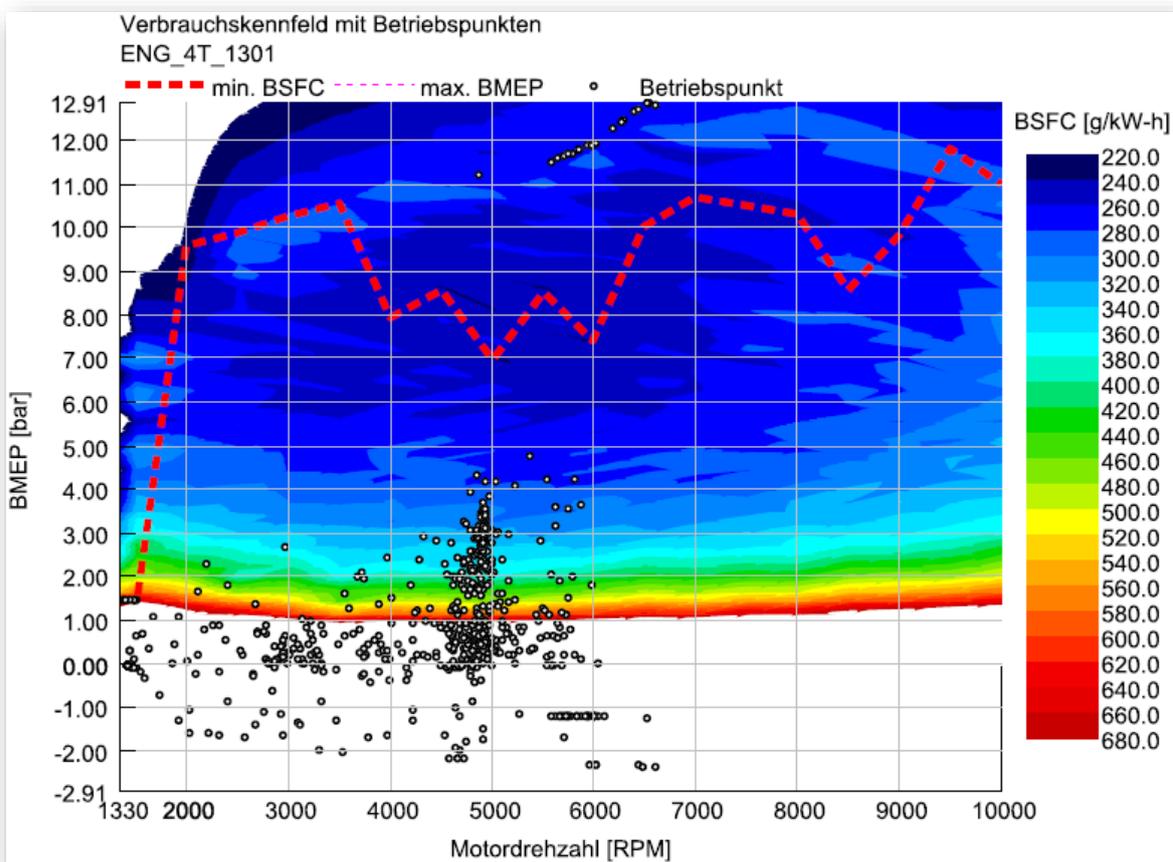
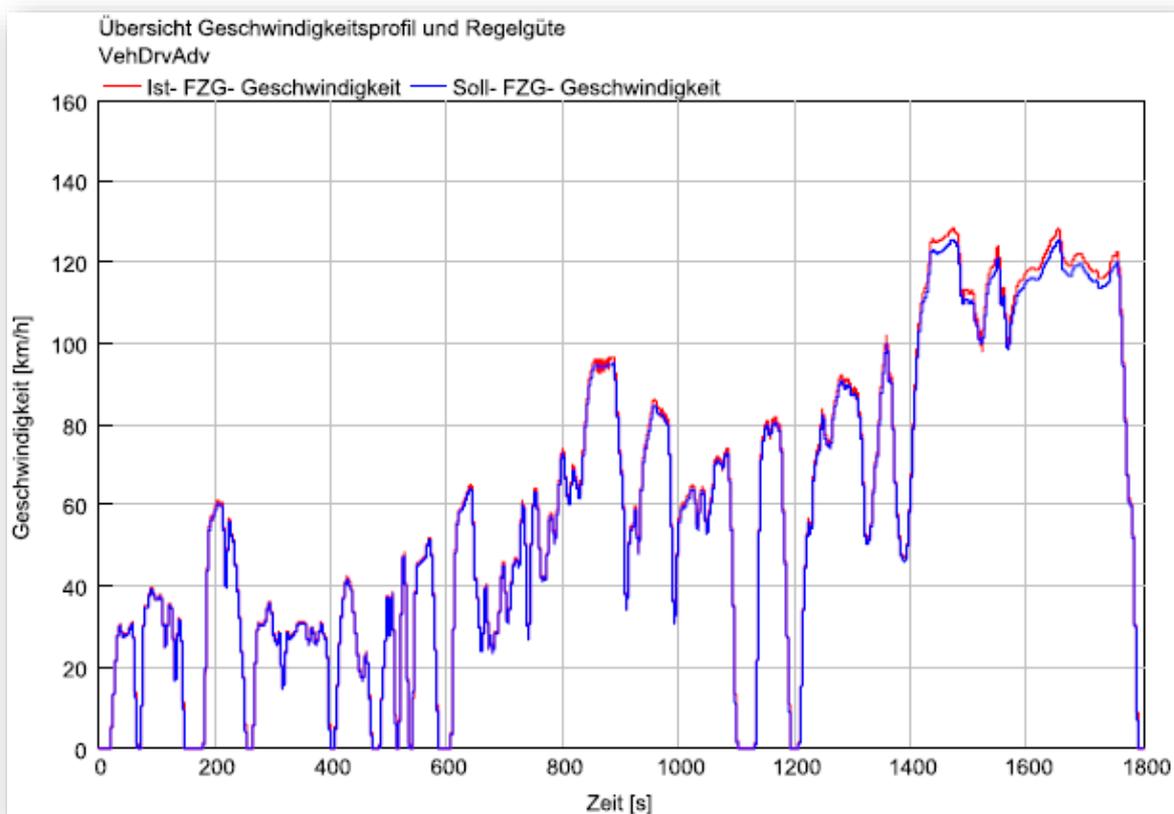


Abbildung 6-39; Verbrauchskennfeld des Motors mit Betriebspunkten des CVT mit „gestuftem“ (Abbildung 5-25) Übersetzungskennfeld

Die Amplitude wird durch die Steigung der Flanke im Kennfeld beeinflusst. In dem im nachfolgenden Abschnitt besprochenen, geglätteten Kennfeld tritt diese Erscheinung mit geringerer Amplitude auf, da zum einen die scharfen Übergänge entfernt und die Steigungen der Flanken im Mittel geringer sind.

Hinsichtlich des Kraftstoffverbrauches ergeben sich, durch die Verschiebung der Betriebspunkte zu geringeren Motordrehzahlen erwartungsgemäß Vorteile im KrSt-Verbrauch. Die Ausbildung des Bereiches mit niedriger Übersetzung, zeigt die Auswirkungen hauptsächlich in Phase 3 des WMTC.



**Abbildung 6-40; Verlauf der Regelgröße, Soll- und Ist- FZG- Geschwindigkeit, gestuftes Übersetzungs- und Schaltstrategiekenfeld**

In obiger Abbildung ist der Verlauf der Soll- (blau) und Ist- FZG- (rot) Geschwindigkeit über der Zeit des Fahrprofils aufgetragen. Auf der vorangegangenen Seite wurden die starken Schwankungen der Fahrzeuggeschwindigkeit im Bereich knapp unter 900 s Zykluszeit angesprochen. Aus der Verteilung der angefahrenen Betriebspunkte lässt sich der Bereich des Kennfeldes einschränken, in dem Änderungen nötig sind. Die generell höhere Abweichung bei größeren Geschwindigkeiten, tritt jedoch bei allen Fahrzeugmodellen auf.

**Tabelle 6-25; Simulationsergebnisse des Kraftstoffverbrauches für CVT- Konzepte mit „gestuftem“ (Abbildung 5-25) Übersetzungskennfeld**

	Einheit	Simulations- ergebnis gewichtet/direkt	prozentuale Abweichung
Kraftstoffverbrauch WMTC gesamt	$dm^3/100km$	7,881 / 7,241	8,839
Phase 1	$dm^3/100km$	- / 10,258	-
Phase 2	$dm^3/100km$	- / 7,542	-
Phase 3	$dm^3/100km$	- / 6,182	-
Kraftstoffverbrauch KTM_CC	$dm^3/100km$	11,280	-
Kraftstoffverbrauch KTM_RC	$dm^3/100km$	7,170	-
Kraftstoffverbrauch FTP- 75	$dm^3/100km$	9,051	-
Kraftstoffverbrauch SC03	$dm^3/100km$	8,857	-
CO <sub>2</sub> - Emission WMTC gesamt	$g/km$	188,288 / 172,991	8,842
Phase 1    Phase 2    Phase 3		245,1    180,2    147,7	-    -    -

Betreffend der Fahrzeuglängsdynamik wurde bereits in vorigem Abschnitt erwähnt, dass die Darstellung aller Übersetzungskennfelder zusammenfassend in 6.8.4 erörtert wird. Dies ermöglicht den plakativen Vergleich der einzelnen Kennfelder. Vorausgreifend sei erwähnt, dass die Änderungen – das Durchzugsverhalten betreffend – gering ausfallen.

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse des CVT- Modells mit geglättetem Übersetzungskennfeld dargestellt, auf das bereits hier mehrfach Bezug genommen wurde.

### 6.8.3 Geglättetes CVT- Kennfeld

Im Gegensatz zu den vorangegangenen beiden Abschnitten besteht zwischen gestuftem und geglättetem Übersetzungskennfeld über weite Bereiche eine Abstammungsbeziehung. Aus diesem Grund ist es nicht verwunderlich, dass Abbildung 6-41 mit den Graphen für die FZG- Geschwindigkeit, Motordrehzahl und Übersetzungsverhältnis ein ähnliches Bild

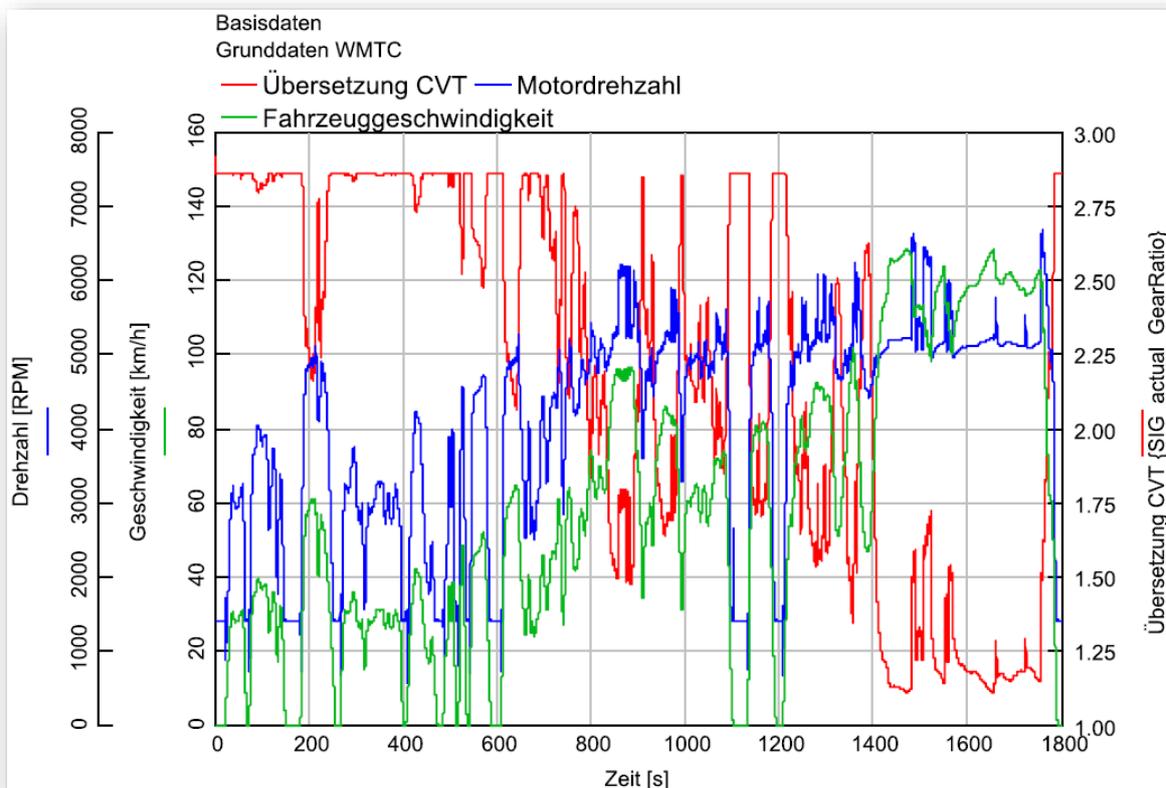


Abbildung 6-41; FZG- Geschwindigkeit, Motordrehzahl und Übersetzungsverhältnis im CVT, bei geglättetem Übersetzungskennfeld zeichnen.

Bei der Betrachtung des zeitlichen Verlaufes des Übersetzungsverhältnisses sind in der Stadtphase des WMTC ( $0 \div 600 \text{ s}$ ) und der Autobahnphase ( $1200 \div 1800 \text{ s}$ ) zwei Auffälligkeiten zu beachten. Durch die Glättung befinden sich die Betriebspunkte der Stadtphase teilweise im Bereich geringerer Übersetzungen und es kommt vereinzelt zum Verlassen des Plateaus mit einem Übersetzungsverhältnis bei  $i_{o,Grenz} \approx 2,85$ , was eine geringfügige Absenkung der Motordrehzahl in diesem Bereich bewirkt. In der Autobahnphase besteht durch die Glättung der Übergänge teilweise der Trend zu einer Erhöhung der Übersetzungsverhältnisse und damit der Motordrehzahl. Der Vergleich des Verbrauchskennfeldes mit den Motorbetriebspunkten zeigt aus diesen Gründen eine geringfügig größere Verteilung, als dies beim gestuften Kennfeld der Fall war (Abbildung 6-42).

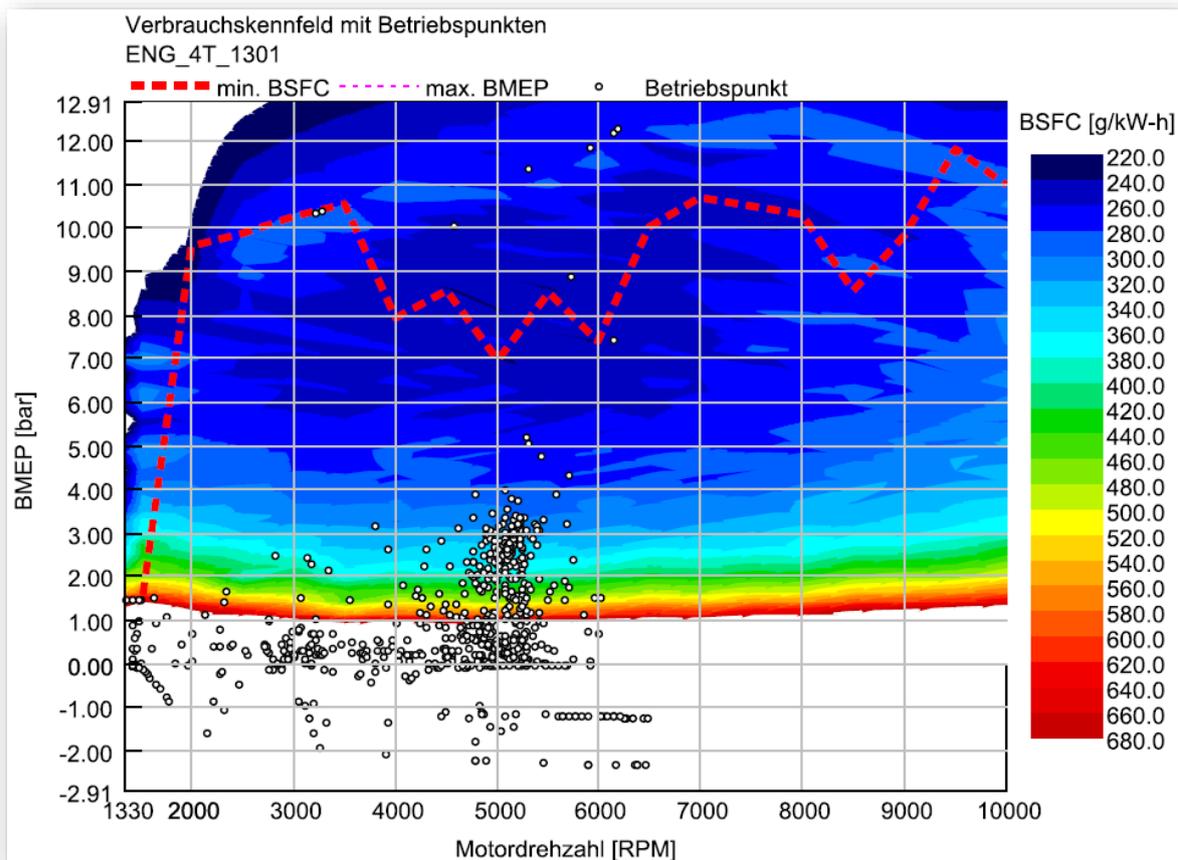


Abbildung 6-42; Verbrauchskennfeld des Motors mit Betriebspunkten des CVT mit geglättetem Übersetzungskennfeld

Die angesprochenen Effekte sind in den Werten der Kraftstoffverbräuche in den einzelnen WMTC Phasen sichtbar. Für die Autobahnphase lässt sich festhalten, dass die minimale Übersetzung beim gestuften Übersetzungskennfeld zwar niedriger liegt, dies an anderen Stellen jedoch kompensiert wird. Dies bewirkt in Summe, aufgrund der Glättung, leichte Verbrauchsvorteile für letzteres Übersetzungskennfeld. Hinsichtlich der Landstraßenphase konnte die Glättung ebenfalls positive Effekte auf die Verbrauchssenkung erzielen. Die Problematik mit den steil ansteigenden Flanken im Übersetzungskennfeld konnte zwar gemildert, jedoch nicht entschärft werden.

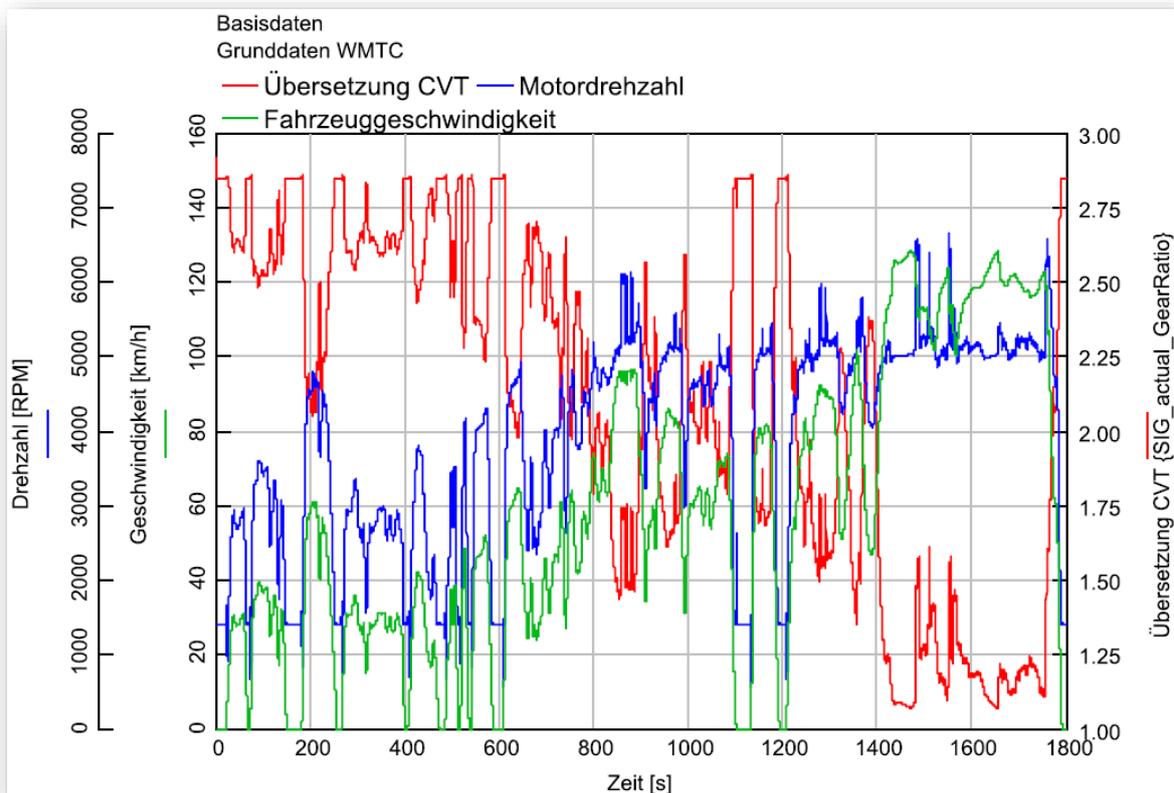
**Tabelle 6-26; Simulationsergebnisse des Kraftstoffverbrauches für CVT- Konzepte mit geglättetem Kennfeld**

	Einheit	Simulations- ergebnis gewichtet/direkt	prozentuale Abweichung
Kraftstoffverbrauch WMTC gesamt	$dm^3/100km$	7,801 / 7,145	9,181
Phase 1	$dm^3/100km$	- / 10,210	-
Phase 2	$dm^3/100km$	- / 7,406	-
Phase 3	$dm^3/100km$	- / 6,181	-
Kraftstoffverbrauch KTM_CC	$dm^3/100km$	11,167	-
Kraftstoffverbrauch KTM_RC	$dm^3/100km$	7,215	-
Kraftstoffverbrauch FTP- 75	$dm^3/100km$	8,914	-
Kraftstoffverbrauch SC03	$dm^3/100km$	8,726	-
CO <sub>2</sub> - Emission WMTC gesamt	$g/km$	186,364 / 170,708	9,171
Phase 1    Phase 2    Phase 3		243,9    176,9    147,7	-    -    -

Aus den bisher – anhand der Simulationsergebnisse – ermittelten Zusammenhängen, lässt sich ableiten, dass eine weitere Ausdehnung des Bereiches mit niedriger Übersetzung im Kennfeld, die Verschiebung der Betriebspunkte in Richtung Absenkung der Motordrehzahl bei Erhöhung der Last bewirkt. Die positiven Effekte hierbei, erstrecken sich für den WMTC hauptsächlich auf Landstraßen- und Autobahnphase. Im Bereich des Stadtbetriebes zeigt der lineare Zusammenhang teilweise geringere Motordrehzahlen als die anderen beiden Kennfelder.

In einer letzten Evolution soll nun ein verbessertes, geglättetes Kennfeld untersucht werden.

In nachfolgender Abbildung 6-43 sind die Verläufe der grundlegenden Größen, wie sie bereits bei den vorangegangenen Übersetzungskennfeldern gezeigt wurden, dargestellt.



**Abbildung 6-43; FZG- Geschwindigkeit, Motordrehzahl und Übersetzungsverhältnis im CVT, bei verbessertem, geglättetem Übersetzungskennfeld**

Durch die Änderungen im Bereich hoher Übersetzungen, die in den vorangegangenen Kennfeldern die Ausbildung eines Plateaus zur Folge hatte, konnte eine teilweise Absenkung der Motordrehzahl auch in der Stadtphase erreicht werden. Die Ausprägung erinnert dabei an das lineare Übersetzungskennfeld. Der Bereich geringer Übersetzung wurde darüber hinaus geringfügig Richtung niedriger Drehzahlen ausgedehnt, was ferner eine Absenkung der Motordrehzahlen in der Landstraßenphase bewirkt.

Des Weiteren wurde die Glättung teilweise verändert, sodass dies positive Auswirkungen im Bereich der Autobahnphase bewirkte. Erwartungsgemäß sind die erreichten Änderungen der angewandten Übersetzung jedoch gering ausgefallen.

Aus Abbildung 6-44 geht hervor, dass durch die erwähnten Maßnahmen eine leichte Verdichtung der Betriebspunkte um  $\sim 5200 \frac{1}{min}$  erreicht werden konnte.

Durch die Verringerung des Plateaus konnten, zusammen mit den Änderungen der Glättung, die größten Einsparungen in der Stadtphase des WMTC mit  $\sim 0,6 \frac{dm^3}{100km}$  erreicht werden. Mit zunehmenden Drehzahlen im Landstraßen- und Autobahnanteil des WMTC wurden die Einflüsse der Beseitigung des Plateaus immer geringer, was die Simulationsergebnisse ebenso zeigen. In gleicher Weise konnte im KTM\_CC eine nochmalige Verringerung des Verbrauchs erzielt werden.

Eine Übersicht über die berechneten CVT- Übersetzungskennfelder findet sich in anschließendem Abschnitt.

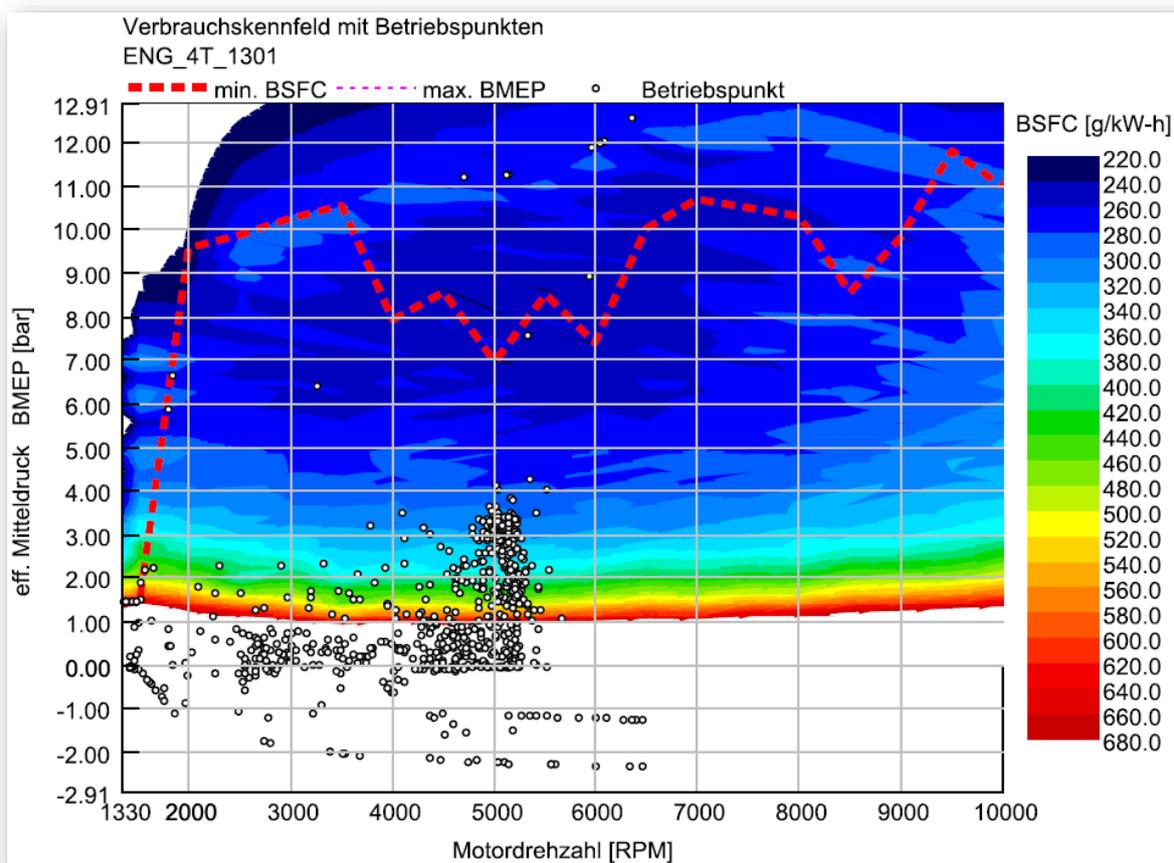


Abbildung 6-44; Verbrauchskennfeld des Motors mit Betriebspunkten des CVT mit verbessertem, geglättetem Übersetzungskennfeld

Tabelle 6-27; Simulationsergebnisse des Kraftstoffverbrauches für CVT- Konzepte mit verbessertem, geglättetem Kennfeld

	Einheit	Simulations- ergebnis gewichtet/direkt	prozentuale Abweichung durch WMTC- Gewichtung
Kraftstoffverbrauch WMTC gesamt	$dm^3/100km$	7,480 / 6,876	8,780
Phase 1	$dm^3/100km$	- / 9,672	-
Phase 2	$dm^3/100km$	- / 7,120	-
Phase 3	$dm^3/100km$	- / 6,009	-
Kraftstoffverbrauch KTM_CC	$dm^3/100km$	10,691	-
Kraftstoffverbrauch KTM_RC	$dm^3/100km$	7,169	-
Kraftstoffverbrauch FTP- 75	$dm^3/100km$	8,406	-
Kraftstoffverbrauch SC03	$dm^3/100km$	8,281	-
CO <sub>2</sub> - Emission WMTC gesamt	$g/km$	178,710/ 164,263	8,795
Phase 1    Phase 2    Phase 3		231,0    170,1    143,6	-    -    -

#### 6.8.4 Zusammenfassung der CVT- Simulationen

Wie bereits im zusammenfassenden Abschnitt der gestuften Getriebe, sollen die Ergebnisse der Simulationen für die stufenlosen Drehmoment- Drehzahl- Wandler hier dargestellt werden. Da jedoch keine Erstellung von Übersetzungskennfeldern mit Hilfe von DoE erfolgte, betrifft dies die manuell erstellten Kennfelder zur Übersetzungswahl in den CVT- Konzepten. Dabei wurden dieselben Bewertungskriterien, die bereits bei den Getriebekonzepten mit Fahrstufen verwendet wurden, angewandt. Dies gewährleistet die Vergleichbarkeit beider Getriebekonzepte.

Zusammenfassend sind die berechneten Verbräuche für WMTC, FTP- 75, KTM\_CC und KTM\_RC sowie die Werte für die Beschleunigung von Null auf  $100 \text{ km/h}$  und jene der Durchzugssimulationen angeführt.

**Tabelle 6-28; Zusammenfassung CVT, lineares Kennfeld**

<b>CVTlin</b>				
lineares				
nach Beurteilungskriterien unter 5.2				
Übersetzungskennfeld		Emissionen & Verbrauch		Fahrzeuglängsdynamik
Absolutwerte		21,591060		4,682950
Verbrauch WMTC	8,034	$\text{dm}^3/100\text{km}$	Beschleunigung $0 \div 100 \text{ km/h}$	5,16 s
Verbrauch FTP- 75	9,059	$\text{dm}^3/100\text{km}$	Beschleunigung $40 \div 80 \text{ km/h}$	1,17 s
Verbrauch KTM_CC	11,170	$\text{dm}^3/100\text{km}$	Beschleunigung $60 \div 120 \text{ km/h}$	1,98 s
Verbrauch KTM_RC	8,415	$\text{dm}^3/100\text{km}$	Beschleunigung $70 \div 140 \text{ km/h}$	2,49 s

**Tabelle 6-29; Zusammenfassung CVT, gestuftes Kennfeld**

<b>CVTsharp</b>				
gestuftes				
nach Beurteilungskriterien unter 5.2				
Übersetzungskennfeld		Emissionen & Verbrauch		Fahrzeuglängsdynamik
Absolutwerte		19,712630		4,964300
Verbrauch WMTC	7,241	$\text{dm}^3/100\text{km}$	Beschleunigung $0 \div 100 \text{ km/h}$	5,24 s
Verbrauch FTP- 75	9,051	$\text{dm}^3/100\text{km}$	Beschleunigung $40 \div 80 \text{ km/h}$	1,13 s
Verbrauch KTM_CC	11,280	$\text{dm}^3/100\text{km}$	Beschleunigung $60 \div 120 \text{ km/h}$	2,07 s
Verbrauch KTM_RC	7,170	$\text{dm}^3/100\text{km}$	Beschleunigung $70 \div 140 \text{ km/h}$	2,63 s

**Tabelle 6-30; Zusammenfassung CVT, geglättetes Kennfeld**

<b>CVT</b>				
geglättetes				
nach Beurteilungskriterien unter 5.2				
Übersetzungskennfeld		Emissionen & Verbrauch		Fahrzeuglängsdynamik
Absolutwerte		19,484980		4,962450
Verbrauch WMTC	7,145	$\text{dm}^3/100\text{km}$	Beschleunigung $0 \div 100 \text{ km/h}$	5,23 s
Verbrauch FTP- 75	8,914	$\text{dm}^3/100\text{km}$	Beschleunigung $40 \div 80 \text{ km/h}$	1,12 s
Verbrauch KTM_CC	11,167	$\text{dm}^3/100\text{km}$	Beschleunigung $60 \div 120 \text{ km/h}$	2,04 s
Verbrauch KTM_RC	7,215	$\text{dm}^3/100\text{km}$	Beschleunigung $70 \div 140 \text{ km/h}$	2,64 s

Tabelle 6-31; Zusammenfassung CVT; verbessertes, geglättetes Kennfeld

CVT verbessertes geglättetes Übersetzungskennfeld		nach Beurteilungskriterien unter 5.2			
		Emissionen & Verbrauch	Fahrzeulängsdynamik		
Absolutwerte		18,760180		5,010900	
Verbrauch WMTC	6,876	$dm^3/100km$	Beschleunigung 0 ÷ 100 $km/h$	5,29	s
Verbrauch FTP- 75	8,406	$dm^3/100km$	Beschleunigung 40 ÷ 80 $km/h$	1,18	s
Verbrauch KTM_CC	10,691	$dm^3/100km$	Beschleunigung 60 ÷ 120 $km/h$	2,07	s
Verbrauch KTM_RC	7,169	$dm^3/100km$	Beschleunigung 70 ÷ 140 $km/h$	2,67	s

Abschließend seien die simulierten Kraftstoffverbräuche und die Werte zur Fahrzeulängsdynamik in Abbildung 6-45 bzw. Abbildung 6-46 zusammengefasst. Durch die analytische Herangehensweise war es möglich, trotz der manuellen Durchführung der Kennfelderstellung, die KrSt- Verbräuche immer weiter abzusenken. Die Anwendung von rechnergestützten Methoden ist zur weiteren Anpassung dringend erforderlich. Die durchgeführten Glättungsmaßnahmen hatten dabei vergleichsweise geringen Erfolg. Dies wurde im Zuge der Verteilung der Betriebspunkte im Verbrauchskennfeld bereits angesprochen. Die zuletzt durchgeführten Maßnahmen erwiesen sich als zielführend, den Verbrauchsaspekt betreffend.

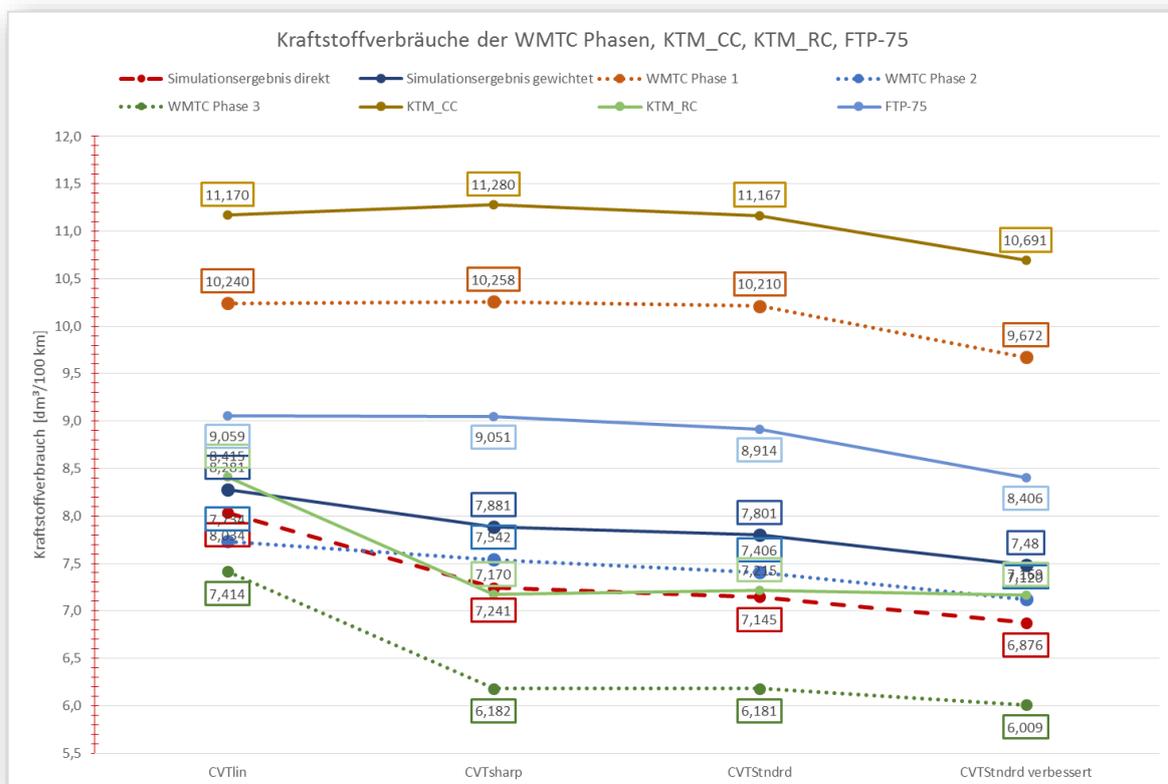


Abbildung 6-45; Zusammenfassung des Kraftstoffverbrauches simulierter CVT-Übersetzungskennfelder

In Abbildung 6-46 ist die Entwicklung der fahrdynamischen Kennwerte dargestellt. Es muss festgehalten werden, dass der eindeutige Trend zur nachlassenden Längsdynamik des Fahrzeuges erkennbar ist. Dies führt dazu, dass die Verbesserungen im Bereich Emissionen & Verbrauch auf Kosten der Fahrzeu glängsdynamik erkauf t werden. Das Verhältnis von Fahrdynamik- zur Verbrauchsentwicklung zeigt jedoch, dass mit nur geringen Einbußen die Dynamik betreffend, große Sprünge auf der Verbrauchsseite möglich sind. Die Findung des optimalen Kompromisses wird für die Entwicklung eines zufriedenstellenden CVT- Konzeptes von großer Bedeutung sein.

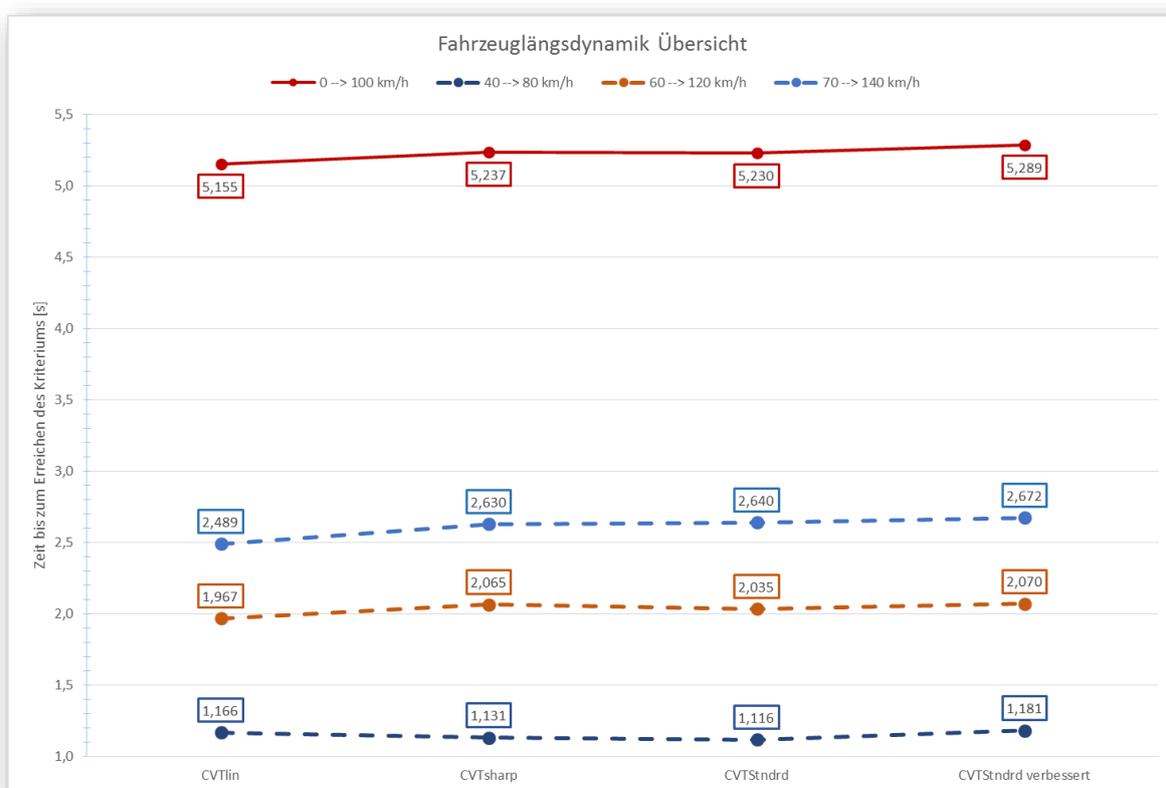


Abbildung 6-46; Zusammenfassung der Werte für die Beurteilung der Fahrzeu glängsdynamik der simulierten CVT- Übersetzungskennfelder

## 7 Modell und Simulation von Hybridkonzepten

Der Verweis auf die theoretischen Grundlagen zu hybriden Antriebskonzepten in Kapitel 3 lässt den Umfang dieser Thematik erkennen. Bereits eingangs in diese Masterarbeit erfolgte der Ausschluss von Plug-In- Hybridkonzepten sowie Elektrofahrzeugen mit Range-Extender aus der Betrachtung. Aufgrund der gesammelten Erfahrung der Firma KTM im Bereich der elektrisch angetriebenen Zweiräder, stellte sich im Vorfeld zum Aufbau der Modelle die Frage welche Hybridkonzepte überhaupt für eine Simulation in Frage kämen. Teilweise wurden die limitierenden Aspekte bereits erwähnt. Von elementarster Bedeutung bei den hybriden Motorradkonzepten ist die Frage nach Gewicht und Raumbedarf. Diese leitet sich aus den Anforderungen ab, dass das Fahrzeug von einer Person aufrecht gehalten und wenngleich eine Unterstützung erfolgt, die Manövrierfähigkeit gegeben sein muss. Um weiterhin dieselbe Zielgruppe im Motorradsektor ansprechen zu können, ist ein sportliches Design Voraussetzung.

Dies führte zur Beschränkung des Modellaufbaus für die nachfolgenden Simulationen auf ein Hybridmodell, das die Möglichkeit bietet, unterschiedliche Umfänge zu simulieren. Ziel des Hybridmodells war es, über ein Modell die Funktionalitäten von Mikro- und Mildhybrid (siehe 3.2) abdecken. Aufgrund des Umfangs die diese Fragestellungen mit sich bringen ist es nötig Einschränkungen vorzunehmen. Die Modelle sollen über eine Simulationsmöglichkeit zur Abschätzung des verbrennungsmotorischen Kraftstoffverbrauches und der aus dem Betrieb resultierenden Abgasemissionen verfügen.

Im Unterschied zu PKW und NKW, wird beim Motorrad nahezu die gesamte Energie für den Antrieb des Fahrzeuges und die Überwindung der Reibung im Antriebsstrang verwendet. Als Nebenaggregate treten hauptsächlich Generator sowie die Pumpen von Kühl- und Schmiermittel in Erscheinung. In früheren Generationen von KTM Motoren für Serienfahrzeuge auf öffentlichen Straßen, war bereits ein elektrischer Antrieb von Kühlwasserpumpen verwirklicht. Aufgrund der damaligen Erfahrungen und firmeninterner Untersuchungen, ist ein erneuter elektrischer Antrieb nicht angedacht. Aktuell findet ein separater elektrischer Antrieb von Kühlmittelpumpen nur in der Serien- Fahrzeugbaureihe Freeride E und bei Rennmotoren der Moto3- Weltmeisterschaft statt. Als reines EV bzw. Rennmotor sind die Antriebskonzepte nicht mit dem Rest der Produktpalette vergleichbar. Aufgrund der Firmenphilosophie der im Motorgehäuse integrierten Leitungsführung des Schmieröls ist ein separater elektrischer Antrieb von Ölpumpen ebenfalls nicht angedacht. Als berechtigter Einwand lässt sich hier anführen, dass die integrierte Leitungsführung nicht im generellen Widerspruch zum elektrischen Antrieb der Ölpumpen steht. Dieses Argument lässt sich jedoch dadurch entkräften, dass sich aus der historischen Entwicklung eine raumsparende Anordnung von Druck- und Saugpumpe ergeben hat.

Aus den angeführten Gründen ist im Rahmen einer Hybridisierung des Antriebsstranges eine Elektrifizierung der Kühl- und Schmiermittelpumpen nicht vorgesehen. Dies beschränkt die Anwendung des Hybridsystems ausschließlich auf den Aspekt des Fahrzeugvortriebes. Lässt sich durch die Verwirklichung einer Hybridisierung in Summe Gewicht am Fahrzeug einsparen, so ist dies für Motorräder als uneingeschränkt positiv zu bewerten.

Der zu untersuchende Funktionsumfang für den Mikrohybrid erstreckt sich auf die Verwirklichung einer Start- Stopp- Automatik, die bei Fahrzeugstillstand den Betrieb der VKM unterbricht. Das Fahrzeugmodell beschränkt sich diesen Aspekt betreffend der Steuerung des Betriebes des VKM, in Abhängigkeit von Ladezustand der Traktionsbatterie und Fahrzeuggeschwindigkeit.

Wie in Abschnitt 3.2.2 bereits erwähnt verfügen Mildhybride über eine Erweiterung des Funktionsumfanges auf die Unterstützung des VKM- Antriebs in Beschleunigungsphasen, die Rekuperation von Bremsenergie und die Verwirklichung des Langsamfahrbetriebes (Creeping).

## 7.1 Fahrzeugmodell

Seitens der Firma GT wird bei der Erstellung von Modellen für den ersten Schritt allgemein angeraten auf, die bereits vordefinierten Beispielmuster zurückzugreifen und diese den jeweiligen Anforderungen anzupassen und zu erweitern. Zur Simulation der oben angeführten Umfänge musste auf ein ausführliches Modell für einen PKW zurückgegriffen werden. Dieses umfasste in nachstehender Tabelle aufgeführten Umfang, der an die Anwendung im Motorrad angepasst wurde. Aufgrund der intensiven Zusammenarbeit mit dem englischsprachigen Supportteam von GT SUITE und englischsprachigen Mitarbeitern der Firma KTM, wurde auf eine deutsche Benennung verzichtet.

**Tabelle 7-1; Baugruppen des Motorrad- Hybridmodells ohne Steuergeräte**

GT- SUITE Beispielmodell Baugruppen	Beschreibung	angepasstes KTM Fahrzeugmodell mit Hybridantrieb	Beschreibung
Fahrzeug	allg. Maße und Gewichte, Definition des Antriebsstranges ab dem Getriebe bis zu den Rädern, Fahrzeugkarosserie	Motorcycle_ SubAss	Übernahme der Daten aus Modellen zur Getriebesimulation
Abgasnach- behandlung	Oxidationskatalysator, Dieselpartikelfilter, SCR- Katalysator zur Reduzierung von NO <sub>x</sub>	Entfall	-
Antriebsmotor	mittels Kennfelder definierter Dieselmotor	Engine_SubAss	Übernahme der Daten aus Modellen zur Getriebesimulation
Batterie- Kühlsystem	Kreislauf Batteriekühlung, Kühlmittelpumpe für Batteriekühlung, Wärmeübertrager zu Kühlwasserkreislauf	Entfall	-
Batterie- Management- System	Traktionsbatterie, Überwachung des Ladezustandes, Steuergerät zur Ladung	BMS	Steuerung zur Ladung/Entladung der Traktionsbatterie
-	-	Battery_SubAss	Traktionsbatterie, Signal für Ladestandkontrolle
-	-	Clutch_SubAss	Primärtrieb, Kupplung, Steuerung Kupplungssignal
Fahrer- Logik	Gangwahl, Fahrpedalstellung, Steuerung der Kupplung bei Anfahrvorgängen, Betätigung der Bremsen	Driver_SubAss	Fahrpedalstellung, Steuerung der Kupplung bei Anfahrvorgängen, Betätigung der Bremsen
Fahrzeug- innenraum	Innenraumlüftung, Modell der Sonneneinstrahlung	Entfall	-
Getriebe	Kupplung, Black- Box- Vorlage eines 6AT	Transmission_ SubAss	Black- Box- Vorlage eines #AT, Getriebewellen
Hybridantrieb- Hinterräder	mittels Kennfelder definierter E-Motor, mech. Bauteile zur Verbindung mit dem Hinterrad- Antriebsstrang	HybDrive_ SubAss	mittels Kennfelder definierter E-Motor
-	-	Instruments_ Analysis	Ermittlung der Kennwerte für die Fahrzeu glängsdynamik, Steuerung WMTC- Schaltdrehzahlen

Klimaanlage	Kreislauf Klimaanlage, Wärmeübertrager, Kompressor, Steuerung und Kennfelder für Luftkonditionierung im Innenraum	Entfall	-
Kühler	Wärmeübertrager Kühlwasser- Luft, Kühlerlüfter, Steuerung des Kühlerlüfters	Entfall	-
Kühlsystem	Kreislauf Motorkühlung, Kreislauf Kühlung E-Motoren, Kühlmittelpumpe, Logik für Aufheizphasen	Entfall	-
-	-	Monitors	Anzeigen während des Berechnungsdurchlaufes
Startergenerator	mittels Kennfelder definierter Startergenerator, mech. Bauteile zur Verbindung mit dem Antriebsstrang	BSG_SubAss	mittels Kennfelder definierter Startergenerator, mech. Bauteile zur Verbindung mit dem Antriebsstrang
Steuergeräte	Hybrid-Steuergerät, ECU, TCU, Steuergerät für E-Antrieb der Hinterräder	Aufteilung	in ECU, TCU, BMS, BSGControl, Hyb_PowerCU, MSC_light,
-	-	Environment	Definition der Umgebungsluft und Straße

Tabelle 7-1 zeigt die Baugruppen des Motorrad- Hybridmodells. Der Entfall sämtlicher Baugruppen zum thermischen Management, lässt sich mit anhand mehrerer Argumente darstellen.

Simulationen des Kühlsystems werden aktuell bei der Firma KTM durchgeführt, der Aufbau dieser Modelle ist jedoch mit der Schwerpunktsetzung in Richtung thermischen Management des Verbrennungskraftmotors erfolgt. Für die Integration in die Fahrzeugmodelle zur Simulation von Fahrprofilen bedarf es Anpassungen an beiden GT-Modellen. Weiters basieren die Modelle des thermischen Haushaltes auf anderen Fahrzeugen, sodass für die Modellierung der Wärmeübertragung umfangreiche Messungen am Fahrzeug der KTM 1290 SUPER DUKE GT nötig wären, die im Rahmen der Masterarbeit nicht durchgeführt werden konnten.

Das thermische Management der Traktionsbatterie ist Gegenstand der Betrachtungen in der Forschung & Entwicklung. Hier liegt der Schwerpunkt in der Betreuung von Serienfahrzeugen und Erweiterungen der Produktpalette. Darüber hinaus gestaltet sich die Kennfelderstellung der thermischen Abhängigkeiten von Traktionsbatterien aufwändig und es ist mit mehreren Monaten Messaufwand zu rechnen. Annahmen diesbezüglich bringen keinen zusätzlichen Informationsgewinn, darüber hinaus kann keine Validierung der Simulationsergebnisse erfolgen, was die Güte ebendieser weiter einschränkt. Dem Verfasser der vorliegenden Arbeit ist die Tatsache der Temperaturabhängigkeit im elektrischen Antriebssystem sehr wohl bewusst, eine spätere Implementierung in die FZG-Modelle ist jederzeit möglich.

Die Systeme zur Abgasnachbehandlung wurden aus zweierlei Gründen entfernt. Zum einen erfolgte die Festlegung der Abgaskennfelder unter Einbeziehung der Abgasnachbehandlung aus Messungen am Fahrzeugprüfstand. Daten zur Rohabgaszusammensetzung konnten aus diesen Messungen nicht entnommen werden. Zum anderen war das vorliegende Beispielmodell von GT SUITE auf die Abgasnachbehandlung von selbstzündenden Motoren ausgelegt. Weiters kommt noch hinzu, dass die Simulation der Abgasnachbehandlung und Messung am Prüfstand, auf einer anderen Softwareplattform erfolgt.

Grundsätzlich wurde der Aufbau von den Modellen zur Getriebesimulation übernommen, weshalb die Baugruppen im Beispielmodell passend zu jenen des Motorradmotors, umgeordnet wurden. Die Verwendung von Black- Box- Getriebe- Vorlagen erlaubt die

schnelle Anpassung an das jeweilige Getriebekonzept. Gänzlich separiert wurden die Baugruppen der Steuergeräte, deren Funktionsumfänge in untenstehender Tabelle skizziert sind.

**Tabelle 7-2; Steuergeräte des Hybridmodells**

GT- SUITE Beispielmodell Baugruppen	Beschreibung	angepasstes KTM Fahrzeugmodell mit Hybridantrieb	Beschreibung
Batterie- Management- System	Traktionsbatterie, Überwachung des Ladezustandes, Steuergerät zur Ladung	BMS	Steuerung zur Ladung/Entladung der Traktionsbatterie
ECU	Steuerung für Drehzahl, Drosselklappenstellung, Zündung	ECU	Steuerung für Drehzahl, Drosselklappenstellung, Zündung
Randbeding- ungen Gesamtsystem	Begrenzungen für Bauteiltemperatur, Aufheizphasen Abgasnachbehandlung	Entfall	soweit erforderlich in den jeweiligen Steuergeräten integriert
Steuergerät Hybridantrieb Hinterräder	Berechnung der Leistungsanforderung	Hyb_PowerCU	Berechnung der Leistungsanforderung
Steuergerät Startergenerator	Steuerung Boostfunktion, Steuerung der Motorstarts	BSGControl	Steuerung Boostfunktion, Steuerung der Motorstarts
-	-	TCU	Gangwahl für AT
-	-	MSC_light	Berechnung der Leistungsbegrenzung des Hybridantriebes
-	-	Vehicle_CU	Auswahl des Betriebsmodus, Leistungsanforderungen an gesamten Antrieb und Aufteilung auf die Antriebsaggregate

In Abbildung 7-1 ist der Modellaufbau des Hybridmodells ersichtlich. Während die Baugruppen des konventionellen Antriebsstranges, der Fahrzeugkarosserie, der Umwelt, von Analyse- Logiken und Anzeigen während der Berechnung weitestgehend unverändert aus den Getriebemodellen übernommen wurden, betreffen die maßgeblichsten Änderungen die Steuergeräte. Naturgemäß muss für eine Hybridisierung ein alternativer Antriebsstrang mit Energiespeicher dem Modell angefügt und in die Steuerung integriert werden. Im Unterschied zu den bisherigen Modellen wird mit Hilfe der Vehicle\_CU zunächst der Betriebsmodus des Fahrzeuges ermittelt. Dieser ist abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit, Status der VKM- Zündung, VKM- Drehzahl, VKM – Leistung, Anforderung an die Bremsen, Ladezustand der Traktionsbatterie, dem Status des Hybridsystems und der Drehmomentanforderung des Fahrers an den Antriebsstrang. Aus den Eingangsdaten ergibt sich ein Betriebsmodus des Gesamtfahrzeuges der in die Stufen

- nur Betrieb des elektrischen Antriebssystems
- Start des VKM
- Betrieb als serieller Hybrid
- Abschalten des VKM
- VKM im Leerlauf
- Hybridbetrieb
- Betrieb als EV
- Betrieb nur mit Verbrennungskraftmotor

eingeteilt werden kann.

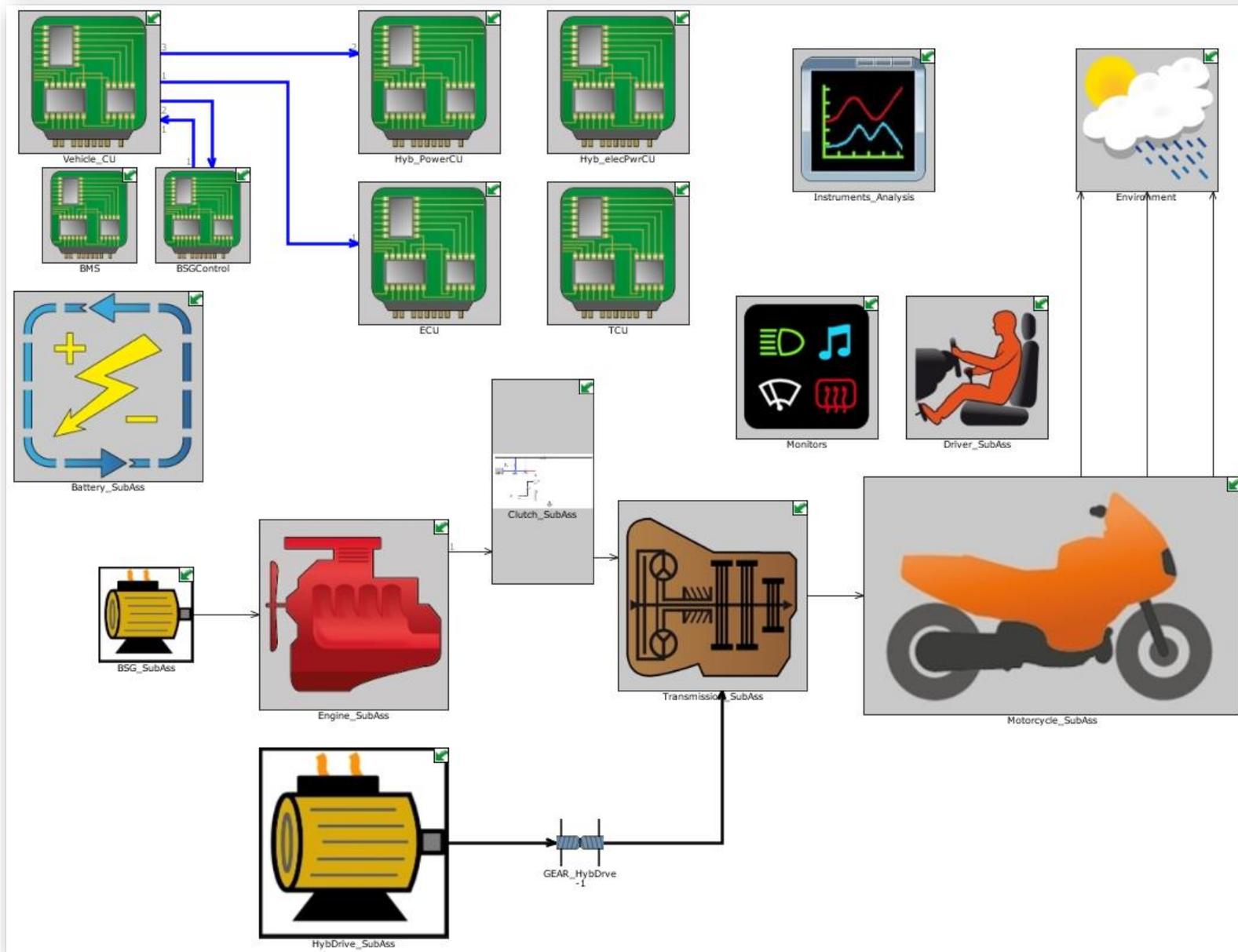


Abbildung 7-1; Baugruppen des Hybridmodells

Abbildung 7-1 zeigt im unteren Teil die Anbindung des Zweitriebes. Der Leistungsfluss des E-Motors wird in diesem Fall – über eine Übersetzung – an der Getriebeeingangswelle mit jenem des verbrennungsmotorischen Antriebes zusammengeführt.

Der Betriebsmodus dient dem An-/Abschalten der einzelnen Antriebseinheiten und wird mit Hilfe des Event- Manager- Templates {HybridModeDtrmn} ermittelt. Die ermittelte Drehmomentanforderung an den Antriebsstrang wird, zusammen mit dem Betriebsmodus an das Bauteil {HybridTrqDtrmn} weitergeleitet. Hier erfolgt gemäß dem Betriebsmodus die Aufteilung der Drehmomentanforderung auf die jeweils aktiven Antriebseinheiten. Die Logik hierzu ist in Abbildung 7-2 dargestellt.

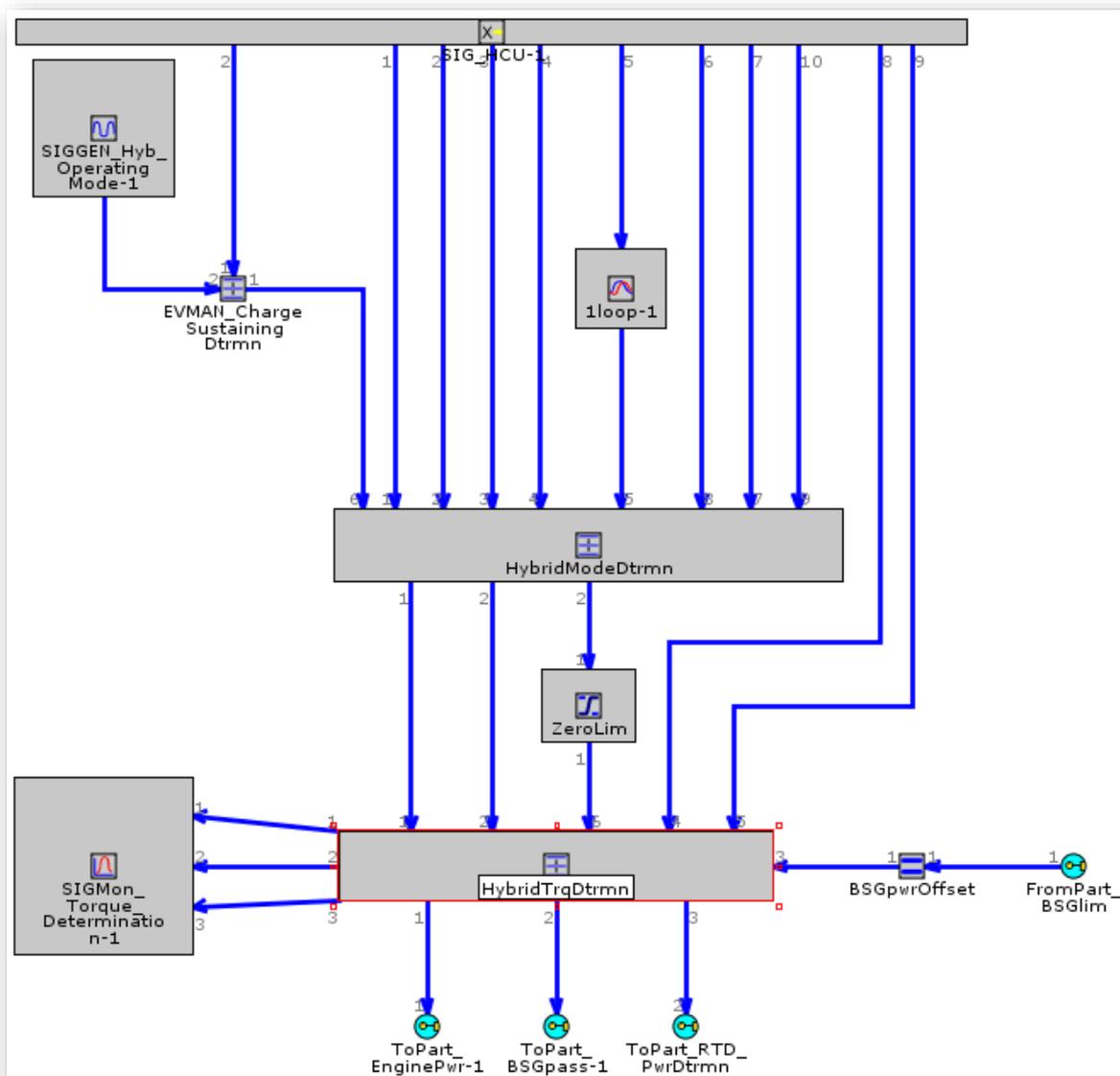


Abbildung 7-2; Steuerlogik der Vehicle- CU

In den nachgeordneten Steuerungen der Antriebseinheiten erfolgt zunächst eine Überprüfung des Betriebsstatus und gegebenenfalls der Start oder das Ende des Betriebes sowie die Aktivierung von Sonderbetriebsphasen (bspw. Generatorbetrieb, Boostfunktion des Startergenerators). Darauf aufbauend ermittelt die Steuerung den Betriebspunkt aus Drehzahl- (Sollgeschwindigkeit über Fahrer und Getriebe) und Drehmomentanforderung und leitet dies an das Antriebsaggregat weiter. Die Verknüpfungen der gesamten Fahrzeugsteuerung wurden bei der Anpassung an das Motorrad von der Betriebstemperatur der Bauteile unabhängig gemacht. Der Betriebsmodus wird ständig angepasst und bspw. bei Erreichen von Grenzen zur Ladung/Entladung der

Traktionsbatterie, die Zuschaltung der VKM oder die Verwendung der elektrischen Antriebseinheit neu angeordnet.

Stellvertretend ist dazu in Abbildung 7-3 der Aufbau der ECU gezeigt. Die eingehenden Signale umfassen Betriebsmodus, Fahrzeuggeschwindigkeit, VKM- Drehzahl, Status der VKM- Zündung, angefordertes Drehmoment der VKM, um nur beispielhaft einige anzuführen. Diese werden parallel in mehreren Einheiten verarbeitet und leiten an den Motor, Drehzahl sowie die um alle äußeren Einflüsse korrigierte Drosselklappenstellung weiter. Ebenso erfolgt die Steuerung des Zündungssignals der VKM im Bauteil {EngineIgnition}. Aufgrund der unterschiedlichen Betriebsmodi des Hybridmotorrades, wird hier das Signal der Zündung formuliert. Dieses kann in drei Arten unterschieden werden:

- VKM in Betrieb, Zündung ein
- VKM wird gestartet, Zündung ein
- VKM nicht in Betrieb, Zündung aus

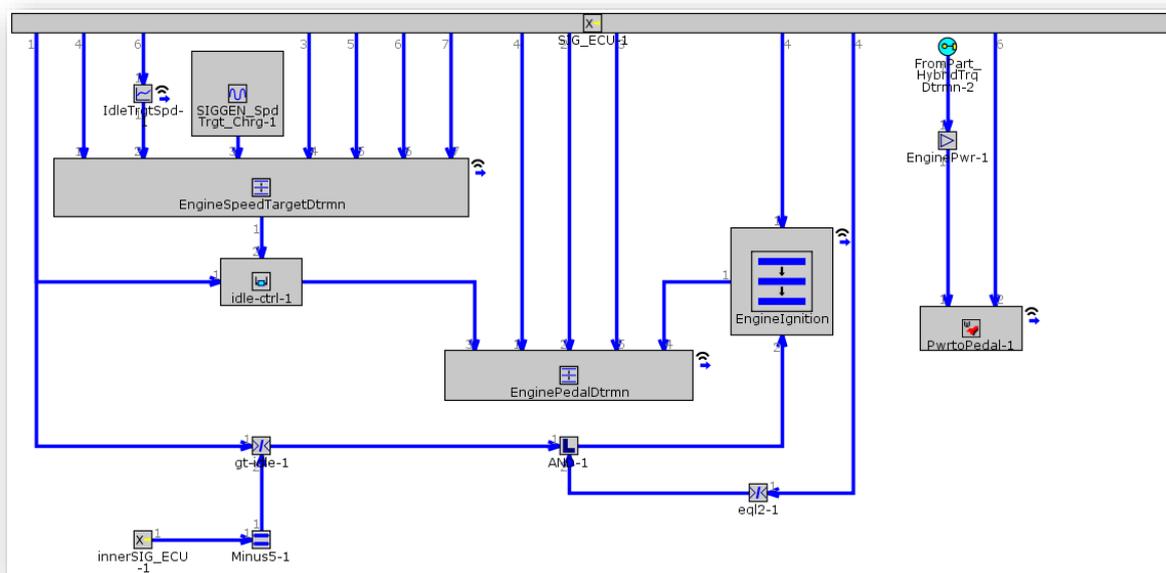


Abbildung 7-3; ECU des Hybridmodells

## 7.2 Definition des elektrischen Antriebsstranges

Wie bereits aus Kapitel 5 bekannt, wird im Rahmen der vorliegenden Masterarbeit die Definition der Antriebsaggregate in GT SUITE auf Basis von Kennfeldern angewandt. Die Ermittlung und Definition der Kennfelder für den verbrennungsmotorischen Antrieb wurde in Unterkapitel 5.3 bereits beschrieben. Hier sollen ausschließlich die elektrischen Komponenten des Antriebsstranges, wie E-Motor, Batterien und die zugehörigen Steuerungen beschrieben werden.

### 7.2.1 Definition der E-Motoren und der Traktionsbatterie

Im vorangegangenen Unterkapitel wurde bereits die Tatsache angesprochen, dass Abhängigkeiten von der Temperatur aus den Steuergeräten entfernt wurden. In der Vorlage für die Traktionsbatterie können neben dem initialen Ladungszustand und der maximal speicherbaren Energie in der Batterie, Kennfelder für Lade-/Entladevorgänge definiert werden. Diese erfassen den Verlauf der Spannung und den Innenwiderstand für das gesamte Zellpaket. Den Kennfeldern der Traktionsbatterie wird auf der Abszisse der Ladezustand und auf der Ordinate die Temperatur zugewiesen. Im vorliegenden Modell sind die Kennfelder mit konstanten Größen besetzt worden, da – wie bereits erwähnt – keine Kennfelderstellung vorgenommen wurde. Darüber hinaus bietet GT auch die Möglichkeit nutzerdefinierte Modelle der Traktionsbatterie einzubinden. Die Eingabemaske ist in nachstehender Abbildung gezeigt.

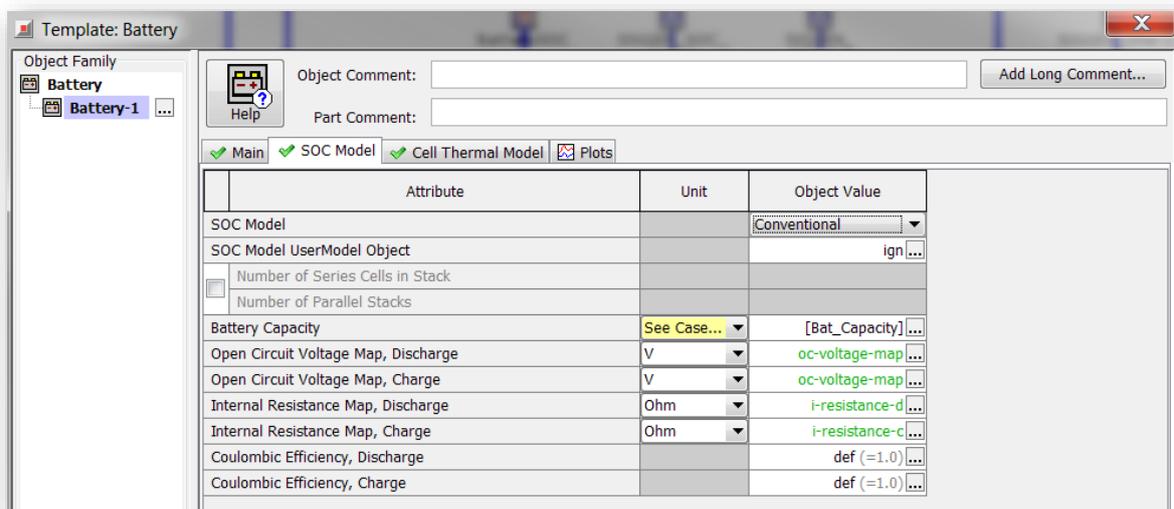


Abbildung 7-4; Vorlage für die Traktionsbatterie

Als weitere Vorlage fanden E- Motoren Verwendung, die auf Basis von Kennfeldern und Kennlinien definiert wurden (siehe Abbildung 7-5). Diese erlaubten die Festlegung von Reibmomenten in Lagern, Kennfeldern zur Definition des Wirkungsgrades für die Umwandlung von elektrischer in mechanische Energie und der mechanischen Leistung. Als Führungsgröße dienen, Drehzahl auf der Abszisse und Drehmoment in Ordinateurichtung. Dies ist erforderlich um der Möglichkeit des Vier- Quadranten- Betriebes {siehe Glossar} von E-Motoren Rechnung tragen zu können. Kennlinien für das Drehmoment sind ebenso an den Betrieb in allen vier Quadranten anzupassen. Andernfalls ergibt sich ein Fehler, der zum Abbruch der Berechnung führt.

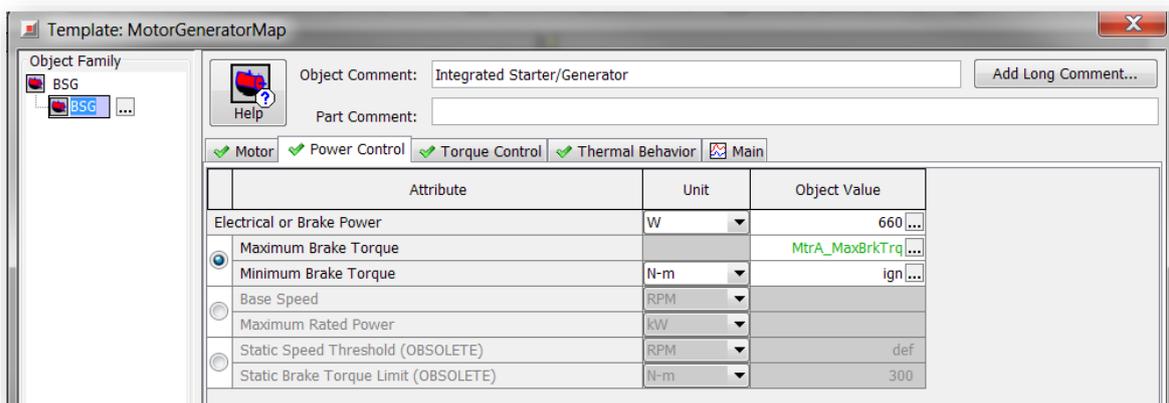


Abbildung 7-5; Vorlage für kennfelddefinierten E-Motor

Im vorangegangenen Unterkapitel wurde bereits auf den Aufbau der Gesamtfahrzeugsteuerung und der Leistungsanforderung eingegangen. Im Anschluss sollen die Steuerungen von Startergenerator und Hybridantrieb graphisch dargestellt und erklärt werden.

## 7.2.2 Steuerung des Startergenerators

In Abbildung 7-6 ist rechts oben die Logik zur Kontrolle der Boost- Funktion ersichtlich, deren Eingangssignale den Betriebsmodus, die Fahrpedalstellung, den Ladezustand der Traktionsbatterie, die eingelegte Fahrstufe sowie die Soll- und Ist- Geschwindigkeit des Fahrzeuges umfassen. Anhand dessen wird im Event- Manager- Bauteil {EVMAN\_BoostContr-1} das Ausgangssignal für die Aktivierung der Boost- Funktion ermittelt.

Links oben findet sich eine Steuereinheit zur Kontrolle der Drehzahl des Verbrennungsmotors.

Im unteren Bereich ist eine Steuerlogik für die Abschaltung aufgrund von Begrenzungen verwirklicht. Diese umfasst Lade-/Entladestrom der Traktionsbatterie, Höchstdrehzahl des Startergenerators sowie das aktuelle Drehmoment des VKM. Besteht durch den Fahrer die Anforderung für maximale Beschleunigung, wird der generatorische Betrieb des Startergenerators unterbrochen.

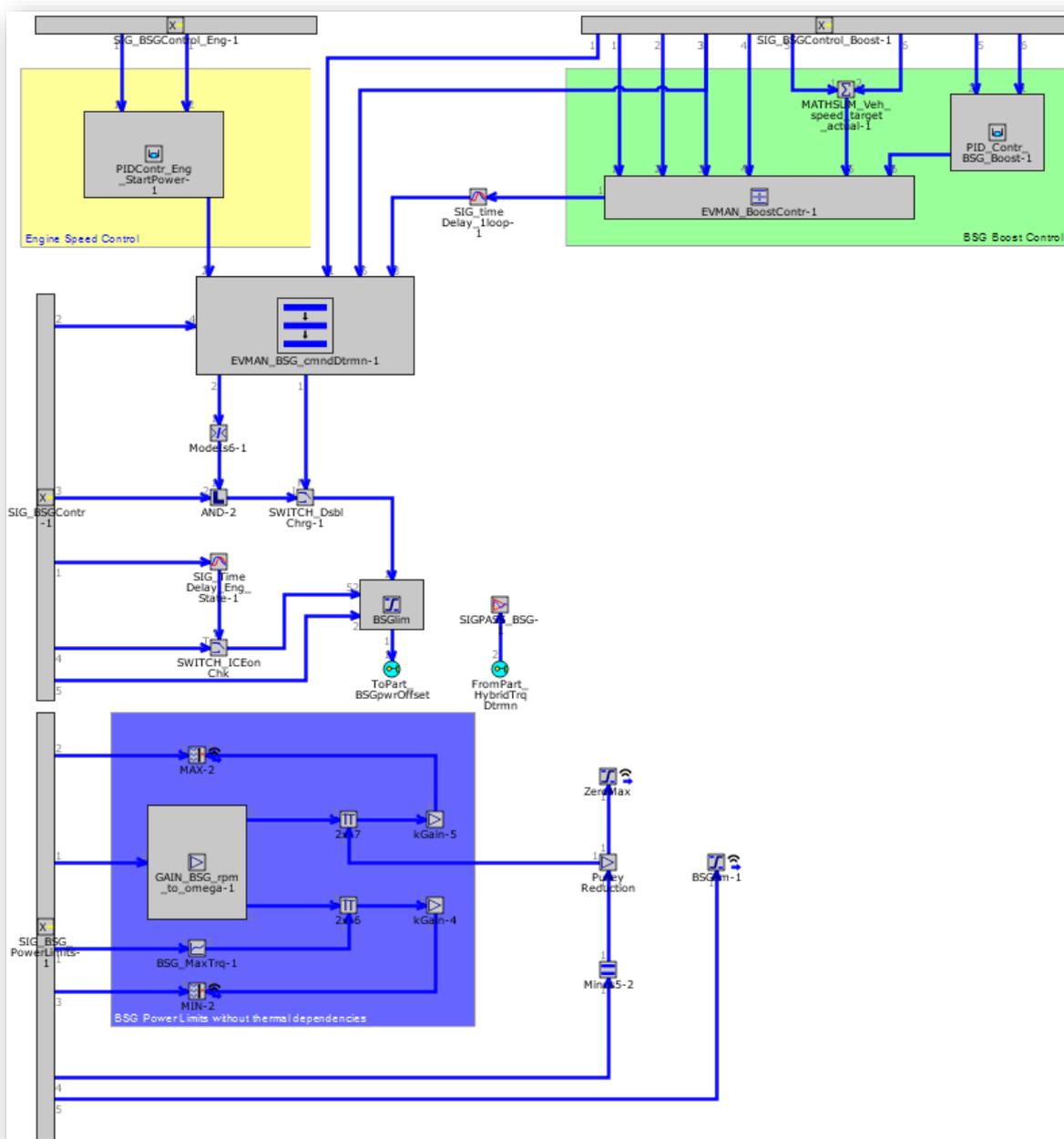


Abbildung 7-6; Steuerung des Startergenerators

Das Bauteil {EVMAN\_BSG\_cmndDtrmn-1} ermittelt daraus den Betriebsmodus des Startergenerators.

### 7.2.3 Steuerung der elektrischen Leistung des Hybridantriebs

Als Eingangssignale dieser Steuereinheit finden Betriebsmodus, Fahrzeuggeschwindigkeit, Drehmomentanforderung, Drehzahl des Hybridantriebes, Lade- und Entladegrenze der Traktionsbatterie, Status für regeneratives Bremsen und aktuell der Batterie entnommener Strom Verwendung. Sie dienen der Bestimmung minimaler und maximaler Grenzen für die elektrische Leistung und werden mit den Bauteilen {SWITCH\_RTDmaxPwrChk-1} und {SWITCH\_RTDminPwrChk-1} ermittelt. Die Überschreitung der oberen Grenze bewirkt in weiterer Folge, nach einer festgelegten Zeit, die Abschaltung des Hybridantriebes. Dieses Signal wird mit {DisableRTD} zur Verfügung gestellt. Den Aufbau der Steuereinheit bildet Abbildung 7-7 ab.

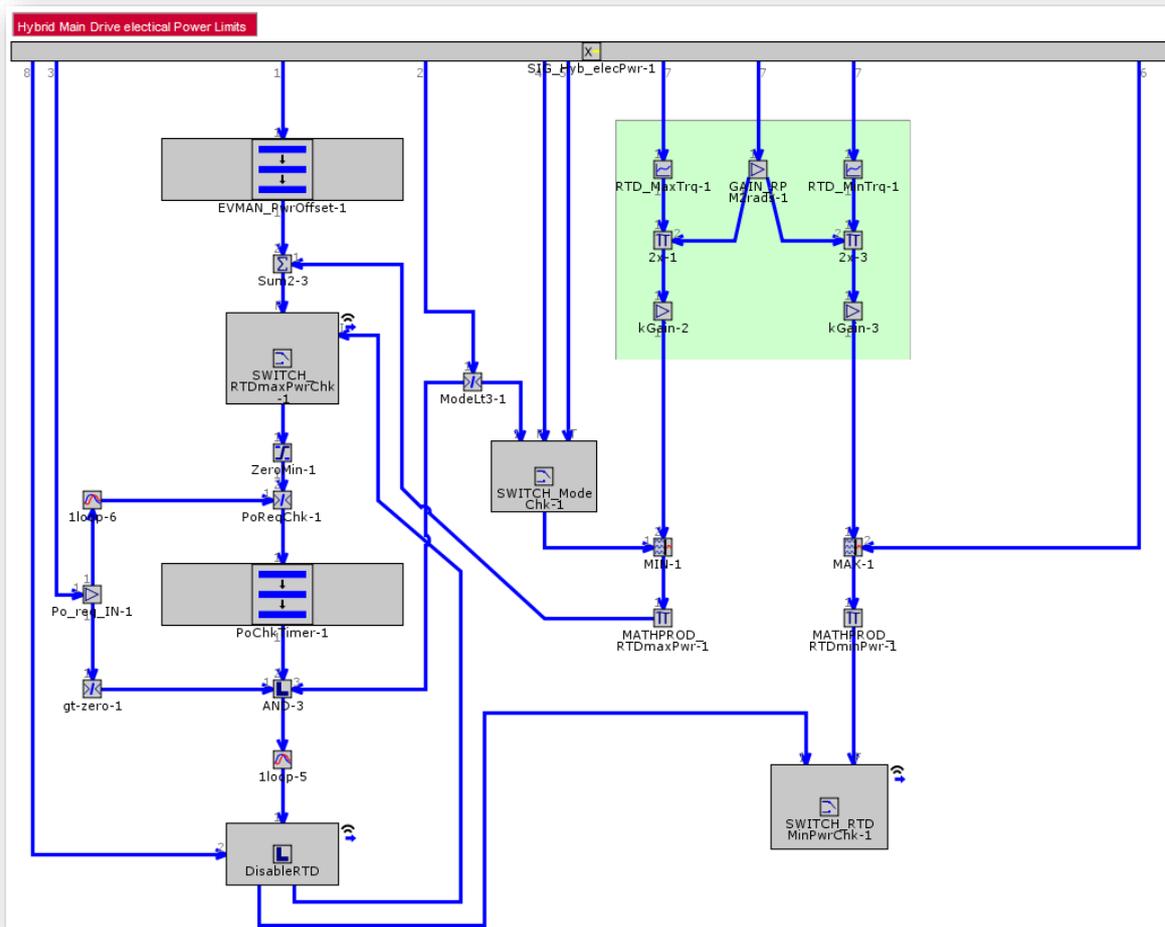


Abbildung 7-7; Logik zur Steuerung der elektrischen Leistung am Hybridantrieb

Die Ansteuerung des E- Motors für den Hybridantrieb, wird in einem separaten Steuergerät bewerkstelligt. Hauptgrund hierfür ist die Möglichkeit zur modularen Nutzung des Hybridmodells. Für die Anbindung des Hybrid- Hauptantriebs an anderer Position im Antriebsstrang ist es nötig, die Signale für bspw. Drehzahl und Drehmoment an den entsprechenden Bauteilen zu entnehmen. Eine Trennung der Steuergeräte, Begrenzung der elektrischen Leistung und Formulierung der Anforderungen an den E- Hybridantrieb, erleichtert die Übersichtlichkeit.

Darüber hinaus ist es möglich das Modell ausschließlich als Mikrohybrid zu betreiben, indem die Baugruppen zur Steuerung des Hybridantriebes und der E-Motor selbst aus dem gesamten Modell entnommen werden. Eine Entnahme der elektrischen Steuerung hat jedoch Auswirkungen auf andere Baugruppen, die durch zufügen neuer Beziehungen kompensiert werden müssen. Dies betrifft die Signale zur Abschaltung und Steuerung des Hybridantriebes, für die ein Signalgenerator mit einem Ersatzwert Null eingesetzt werden muss.

### 7.2.4 Steuerung des Hybridantriebes

Zur Steuerung des Hybridantriebes dienen Eingangssignale, die den Betriebsmodus, die Drehmomentanforderung, den Status für regeneratives Bremsen sowie Grenzwerte hinsichtlich elektrischer Leistung an den E-Motor, umfassen. Mit Hilfe des Bauteils {RTD\_PwrDtrmn} wird die Anforderung an den Betriebspunkt formuliert. Im nachgeordneten Limiter- Bauteil wird die Einhaltung der Grenzwerte kontrolliert. Der Aufbau ist in untenstehender Abbildung gezeigt.

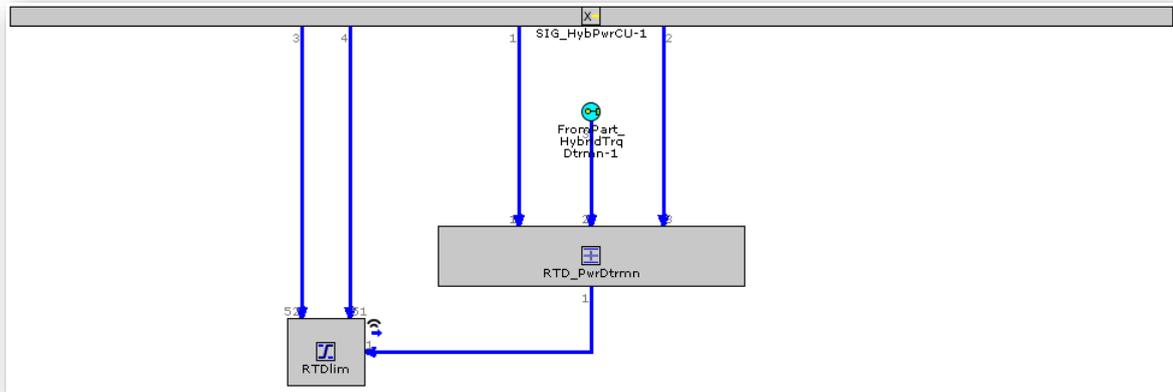


Abbildung 7-8; Steuerung des Hybridantriebes

### 7.3 Beurteilung der Fahrzeuglängsdynamik und Abgasemissionen

Um die Vergleichbarkeit mit den bisher untersuchten Getriebekonzepten zu ermöglichen, werden die in Unterkapitel 5.2 erläuterten Beurteilungskriterien der Fahrzeuglängsdynamik und Abgasemissionen für Hybridfahrzeuge übernommen. Hinsichtlich des Verbrauches bestehen aber konzeptionelle Unterschiede, auf die es im speziellen einzugehen gilt. So war es bei konventionellen Antriebsträngen bisher nur nötig den Verbrauch der VKM zu betrachten. Die aus der Starterbatterien entnommene Energie spielt im Fahrbetrieb keine Rolle. Hybridfahrzeuge verfügen definitionsgemäß über mehr als einen Energiewandler. Daher ergeben sich Auswirkungen auf den KrSt- Verbrauch des verbrennungsmotorischen Antriebsstranges. Das Hauptaugenmerk im Rahmen dieser Masterarbeit soll bei den hybridgetriebenen Fahrzeugen auf der Einsparung von Kraftstoff und damit einer Verringerung der Abgasemissionen sowie den Auswirkungen auf die Fahrdynamik liegen. Die Ladezustand am Beginn und Ende den Fahrprofils kann ebenso erfasst werden. Die Batterie verfügt im Rahmen der ersten Simulationen, über eine im Vergleich zum Treibstoff, geringe gespeicherte Energie. Aufgrund dessen wird die Änderung des Ladezustandes vernachlässigt.

Um die Vergleichbarkeit mit den vorangegangenen Kapiteln der vorliegenden Masterarbeit zu gewährleisten, werden für eine Beurteilung dieselben Kriterien herangezogen. Hinsichtlich des Kraftstoffverbrauches kommen die bereits bekannten Fahrzyklen für die Fahrzeughomologation WMTC in Europa und FTP- 75 in den Vereinigten Staaten von Amerika zur Anwendung. Erweitert werden diese um die firmeninternen Fahrprofile KTM\_CC für den Stadt- und KTM\_RC für den Landstraßenbetrieb. Als abschließende Berechnungsgrundlage dient wiederum der SC03 –Fahrzyklus. An dieser Stelle sei kurz auf den Anhang hingewiesen, der in Kapitel C alle angewandten Fahrprofile verzeichnet.

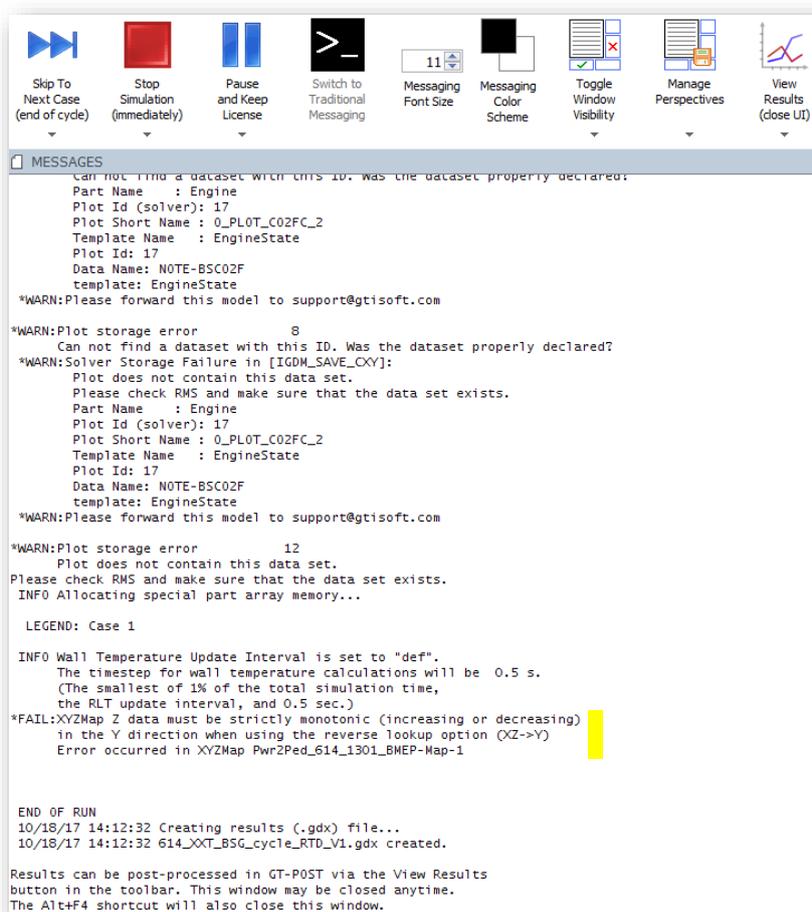
Für die Bewertung der Fahrdynamik werden die im Abschnitt 5.2.2 und 5.2.3 beschriebenen Kriterien verwendet. Hinsichtlich der Fahrdynamik ist festzuhalten, dass die Besonderheiten wie Zu- und Abschaltung einer Antriebsart des Hybrides derart zu erfolgen hat, dass dies von Fahrer und Sozius als angenehmer, zumindest aber nicht störender Vorgang wahrgenommen wird. Zurzeit gibt es aufgrund der geringen Anzahl an verwirklichten hybriden Motorradkonzepten diesbezüglich keine Erfahrungswerte. Die Akzeptanz eines hybriden Antriebes wird – nach der Überwindung etwaiger subjektiver Vorbehalte – hinsichtlich dem NVH- Verhalten *{siehe Glossar}*, nicht zuletzt auch davon abhängen, inwieweit eine nicht störende Einbindung in den bestehenden Antrieb erfolgen kann. Simulationen die diesen Aspekt betrachten, bedürfen eines detaillierten Aufbaus des gesamten Antriebsstranges mit der Berücksichtigung von Schwingungs- und Dämpfungsverhalten und drüber hinaus einer detaillierten Steuerung für den Hybridantrieb. Für die grundlegenden Untersuchungen des Kraftstoffverbrauches und des Emissionsverhaltens ist dies jedoch unerheblich. Im Rahmen künftiger Arbeiten bietet dies allerdings ein breites Feld für Untersuchungen eines hybriden Antriebsstranges am Motorrad an.

## 8 Berechnung und Analyse von Hybridkonzepten

### 8.1 Einschränkungen der Simulation

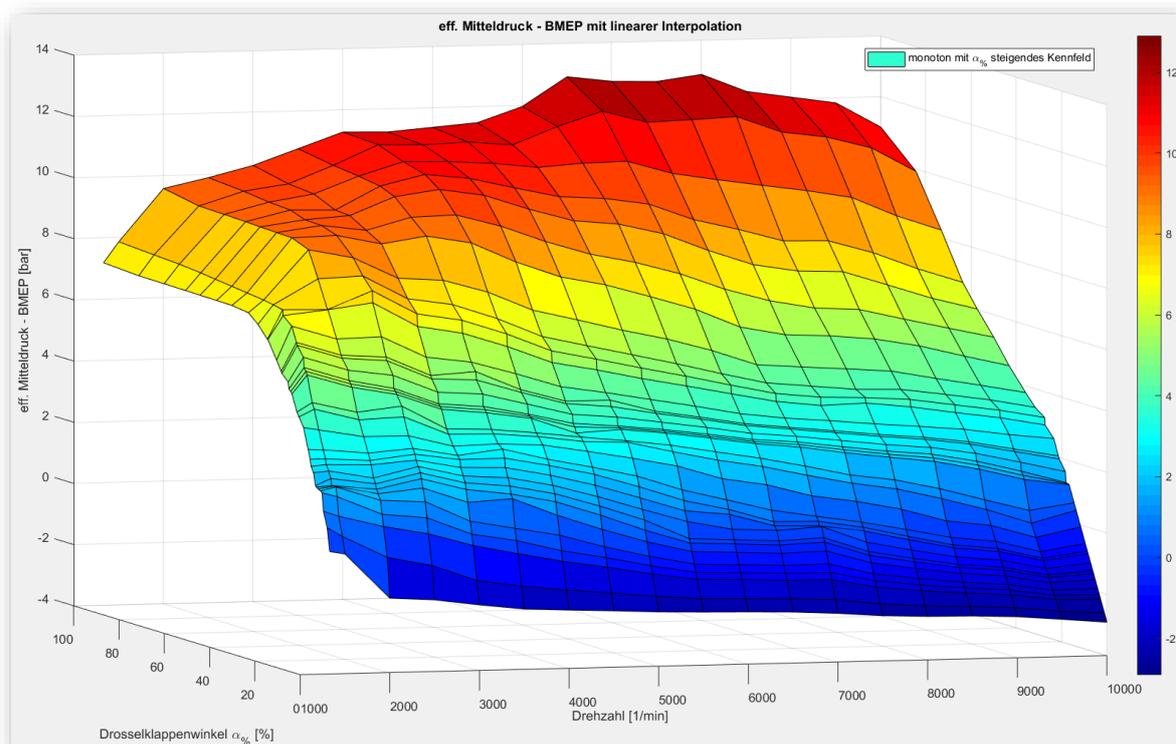
Der Aufbau des Hybridmodells wurde bereits im vorangegangenen Kapitel beschrieben. Im Zuge der ersten Simulationsdurchläufe konnten alle Fehler die zum Abbruch der Solver-Software von GT SUITE führten gefunden und korrigiert werden.

In Kapitel 7 wurden ferner die für den Hybridantrieb nötigen Logiken zu Vorhersage und Kontrolle der Drehmoment- und Drehzahlanforderungen der einzelnen Antriebsaggregate beschrieben. Die Funktionalitäten zur Gestaltung dieser Art von Steuerung des Betriebspunktes, befinden sich in der vorhandenen Version von GT SUITE (v2017-1.002) noch im Aufbau und verfügen noch nicht, über den von den Entwicklern gewünschten Umfang. Dies bringt wegen der nötigen Rückwärtsrechnungen zur Vorhersage und Kontrolle, einige Einschränkungen mit sich. Ohne Berücksichtigung dieses Sachverhaltes führt der Start der Solver- Software unweigerlich zum Abbruch der Berechnung. Die erscheinende Fehlermeldung (gelbe Markierung) ist in der Abbildung unten zu sehen.



**Abbildung 8-1; Fehlermeldung zu monoton steigenden/fallenden Kennfeldern des Hybridmodells**

Dies führt dazu, dass die bisher zur Definition des eff. Mitteldruckes über Drehzahl und Drosselklappenstellung verwendeten Kennfelder (Abbildung 5-16), nicht mehr genutzt werden können. Der Grund ist darin zu suchen, dass die verwendeten Kennfelder aus Messdaten generiert wurden und damit kein monoton steigender Verlauf gegeben ist. In weiterer Folge musste daher eine Anpassung vorgenommen werden, die in Abbildung 8-2 dargestellt ist.



**Abbildung 8-2; Kennfeld des eff. Mitteldruckes über Drehzahl und Drosselklappenstellung, monoton steigend**

Die vorgenommenen Änderungen bleiben zum Großteil unter  $0,15 \text{ bar}$ , in Einzelfällen sind die Einflüsse mit  $0,63 \text{ bar}$  wesentlich größer. Aufgrund der Tatsache, dass die angefahrenen Betriebspunkte seitens GT- SUITE zwischen den Stützstellen interpoliert werden, bleibt die Frage nach dem negativen Einfluss auf die Berechnung unbeantwortet. Darüber hinaus muss festgehalten werden, da es sich um eine Simulation im Rahmen eines Entwicklungsprozesses handelt. Auf alle Fälle ist die eingehende Validierung des aufgebauten Modells, erst durch den Aufbau von Versuchen oder Prototypen- Fahrzeugen möglich.

Für die Kennfelder der elektrischen Antriebsaggregate trifft oben angesprochene Fehlermeldung ebenso zu. Die Auswirkungen bei diesen Kraft- und Arbeitsmaschinen sind jedoch zweitrangig, da das aufgestellte Hybridmodell die Zielsetzung verfolgt, die Leistungsfähigkeit des elektrischen Antriebsstranges, für den jeweiligen Funktionsumfang abschätzen zu können. Aus diesem Grund kamen ohnehin idealisierte Kennfelder für E-Antrieb und Startergenerator zur Anwendung. Die Daten zur Kennfelderstellung auf elektrischer Seite des Hybridantriebs, bedürfen einer vorausgehenden Festlegung der zu verwendenden Komponenten.

Die in Abbildung 8-3 dargestellten Motorkennlinien, zeigen das Antriebsaggregat der Freeride- E von KTM, wie es mit Stand 2016 im Elektrofahrzeug verbaut wird. Diese bilden die Grundlage für die versuchsweise Definition des elektrischen Antriebes. Für den im Hybridmodell vorhandenen Startergenerator wird die gleiche Charakteristik verwendet. Die aufgetragenen Drehmomente sind dazu mittels eines Faktors linear nach unten skaliert worden.

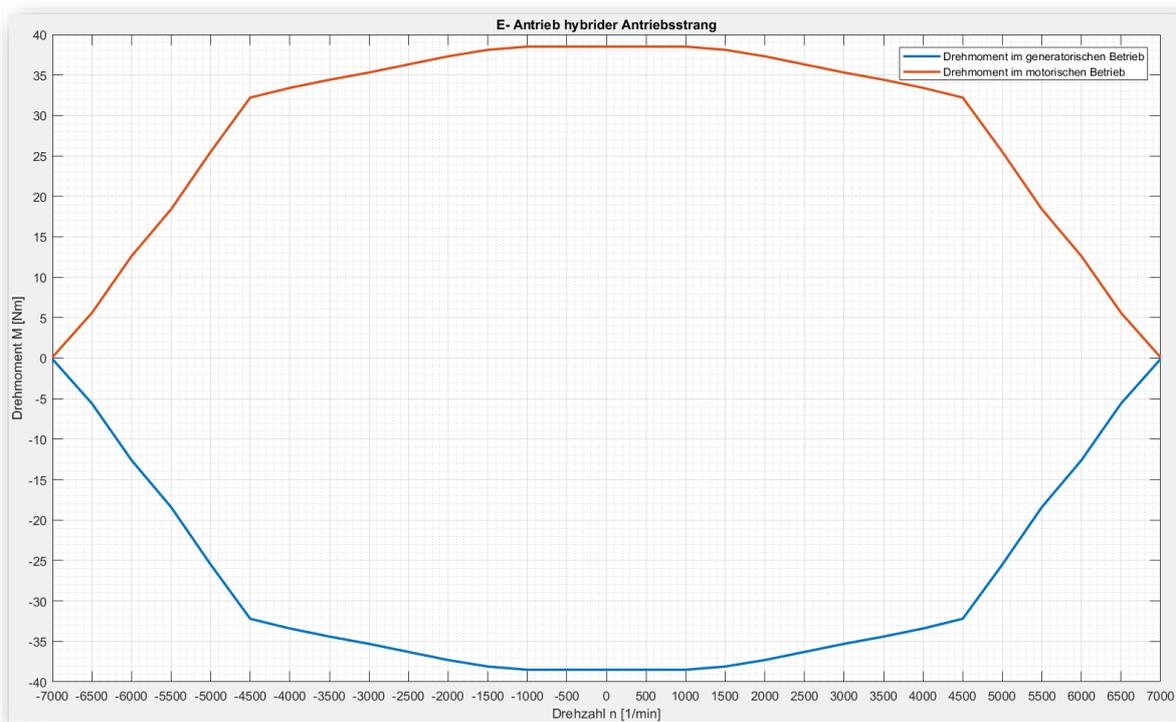


Abbildung 8-3; Kennlinien zur Begrenzung des Arbeitsbereiches im motorischen und generatorischen Betrieb, des hybriden E- Antriebsmotors

## 8.2 Fehler der Simulation

Nach der Lösung der im vorigen Abschnitt beschriebenen Probleme, ist der Modellaufbau nun insofern als fehlerfrei zu betrachten, dass keine kritischen Fehler in der Simulation auftreten, die zum sofortigen Abbruch der Berechnung führen.

Nichts desto trotz blieben einige Fehler in der Simulation bestehen, die nachfolgend erläutert werden. Die Lösung war bis zum Ende der Masterarbeit auch mit Hilfe der intensiven Unterstützung des Supportteams der Gamma Technologies Zentrale nicht möglich.

### 8.2.1 Ansteuerung des VKM- Status

Der Status der VKM bezieht sich auf die Zündung des Verbrennungsmotors und verfügt über drei Zustände:

- ElectricModeOnly      Betrieb des Hybridfahrzeuges ausschließlich über den elektrischen Antriebsstrang, VKM- Zündung aus
- EngineStart            Startphase des Verbrennungsmotors, Signal an Startergenerator zum Anschleppen, VKM- Zündung ein
- EngineOn                Betrieb des Verbrennungsmotors, VKM- Zündung ein

Die Ansteuerung von Startergenerator und ECU erfolgt ihrerseits wiederum durch das Steuergerät Vehicle\_CU. In Abbildung 8-5 ist der Verlauf des Betriebsmodus und des Signales zum Motorstart über der Zeit aufgetragen. Der Betriebsmodus des Fahrzeuges liefert ein Signal der Größe „2“, was als Signal {SIG\_EngineStartMode} definiert ist und den Motorstart auslösen soll. Die Steuerlogik belässt die Zündung der VKM, trotz anders lautendem Eingangssignal, ausgeschaltet. Dies führt zu weitreichenden Folgen im Betrieb des Hybridfahrzeuges, die anhand der nachfolgenden Abbildungen erklärt werden.

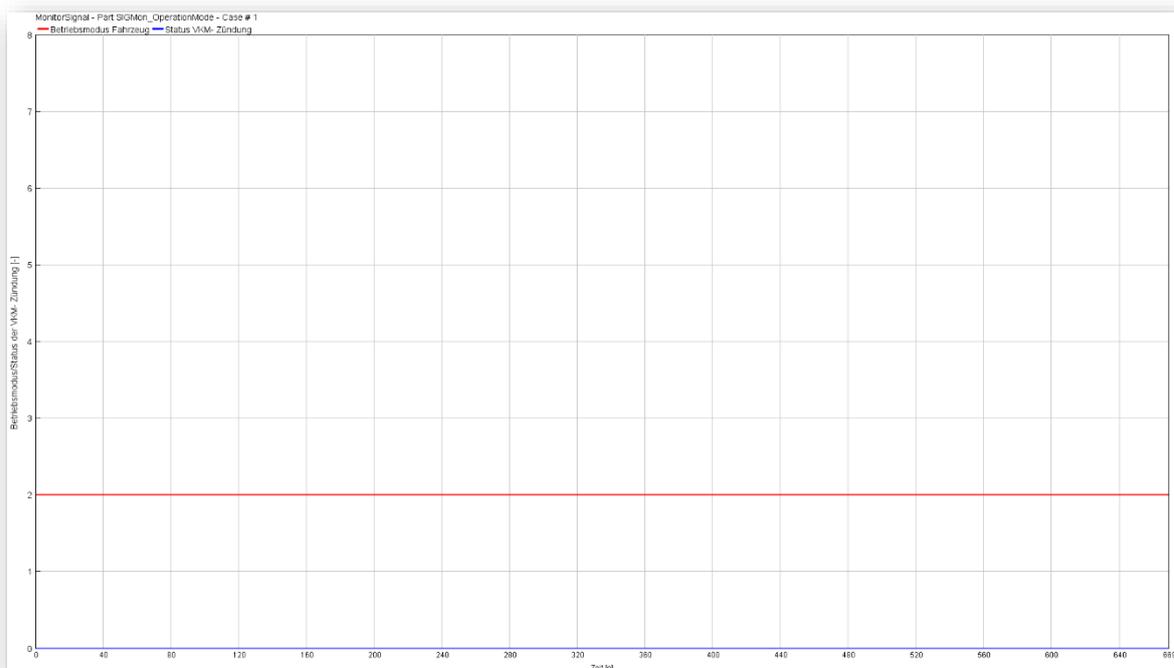


Abbildung 8-5; Signale am EVMAN- Bauteil zur Steuerung der Motorzündung

Es ist ersichtlich, dass das Fahrzeug – wie definiert, bei ausreichendem Ladezustand der Traktionsbatterie – bis zu einer Geschwindigkeit von  $20 \text{ km/h}$  rein elektrisch betrieben wird. Bei Erreichen dieser Grenzgeschwindigkeit sollte der Start der VKM erfolgen und die weitere Beschleunigung des Fahrzeuges ermöglichen. Parallel dazu kann je nach Drehmomentanforderung eine Unterstützung seitens des elektrischen Antriebsstranges erfolgen. Aufgrund der Fehler im Signal zum Motorstart kann dies nicht durchgeführt werden. Anschließend erfolgt die Begrenzung der Beschleunigungsunterstützung und des rein elektrischen Betriebes und das Fahrzeug rollt aus.

Ein Betrieb des Fahrzeuges als serieller Hybrid wäre ebenso möglich und wird durch Erreichen einer Grenzgeschwindigkeit begrenzt. In dieser Berechnung ist der serielle Betrieb deaktiviert, was keine Auswirkungen auf den Fehler der VKM- Zündung hat.

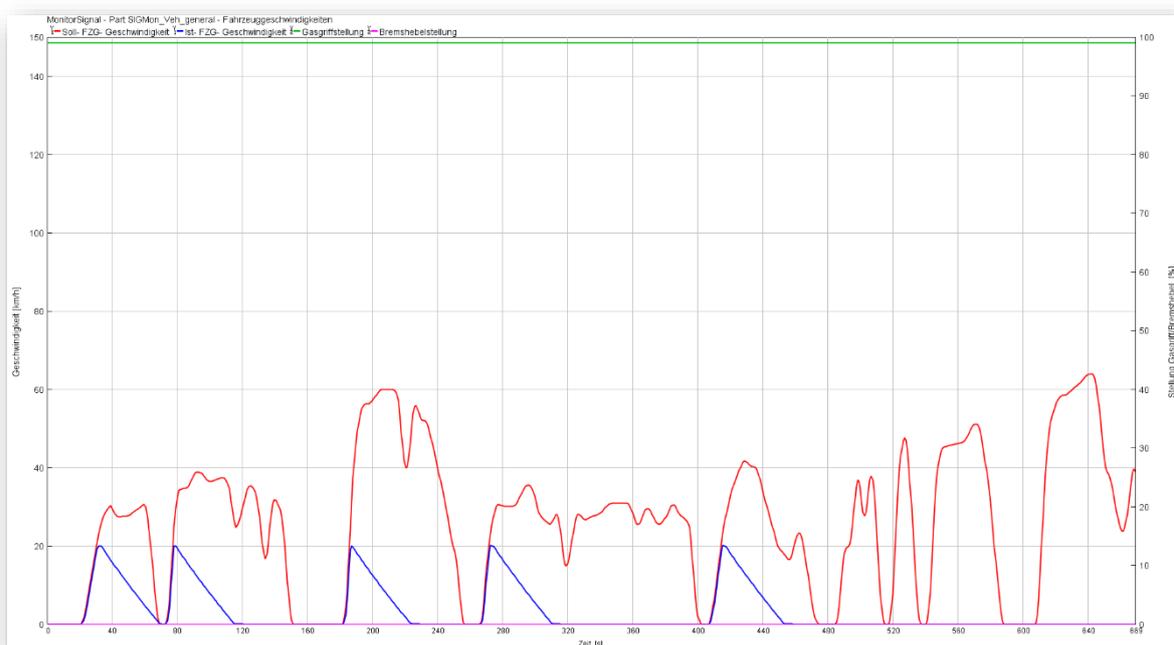


Abbildung 8-4; Übersicht Basisdaten Soll-/ Ist- FZG- Geschwindigkeit, Gasgriff-/Bremshebelstellung

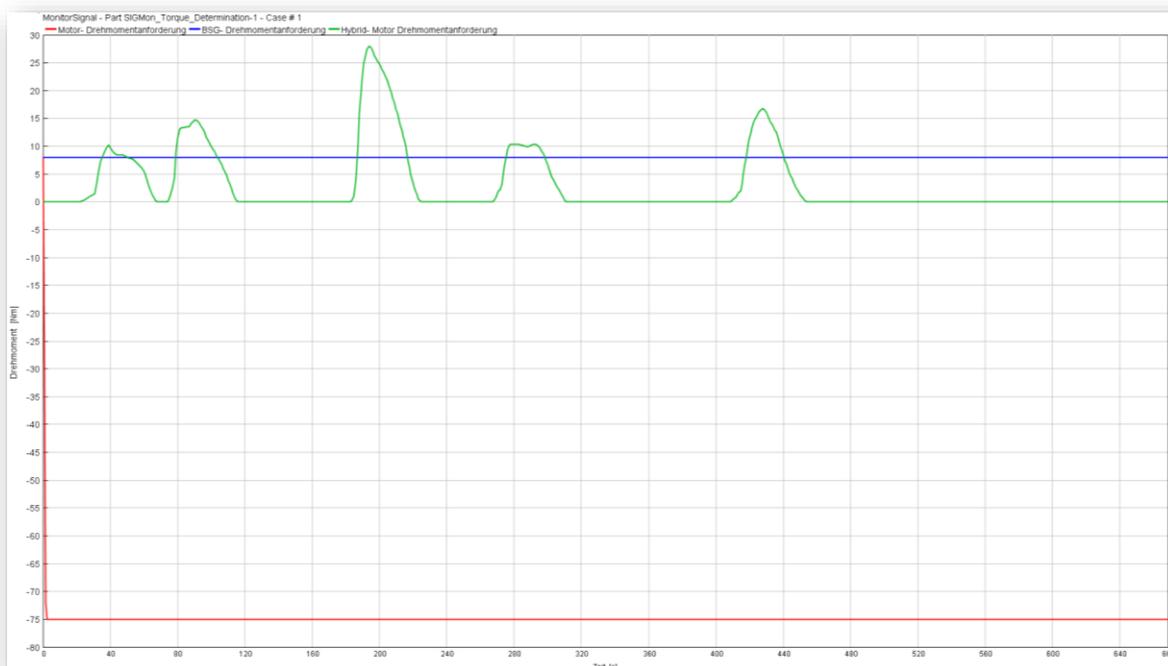


Abbildung 8-6; Drehmomentanforderungen an VKM, Startergenerator und elektr. Hybridantrieb

Obige Abbildung zeigt darüber hinaus die Auswirkungen auf die Anforderungen des Drehmomentes der einzelnen Antriebsaggregate.

In Abbildung 8-7 sind die Drehzahlen im mechanisch verbundenen Antriebsstrang ab der Kupplung aufgetragen. Die Drehzahlverhältnisse entsprechen dabei den jeweils angewandten Übersetzungen.

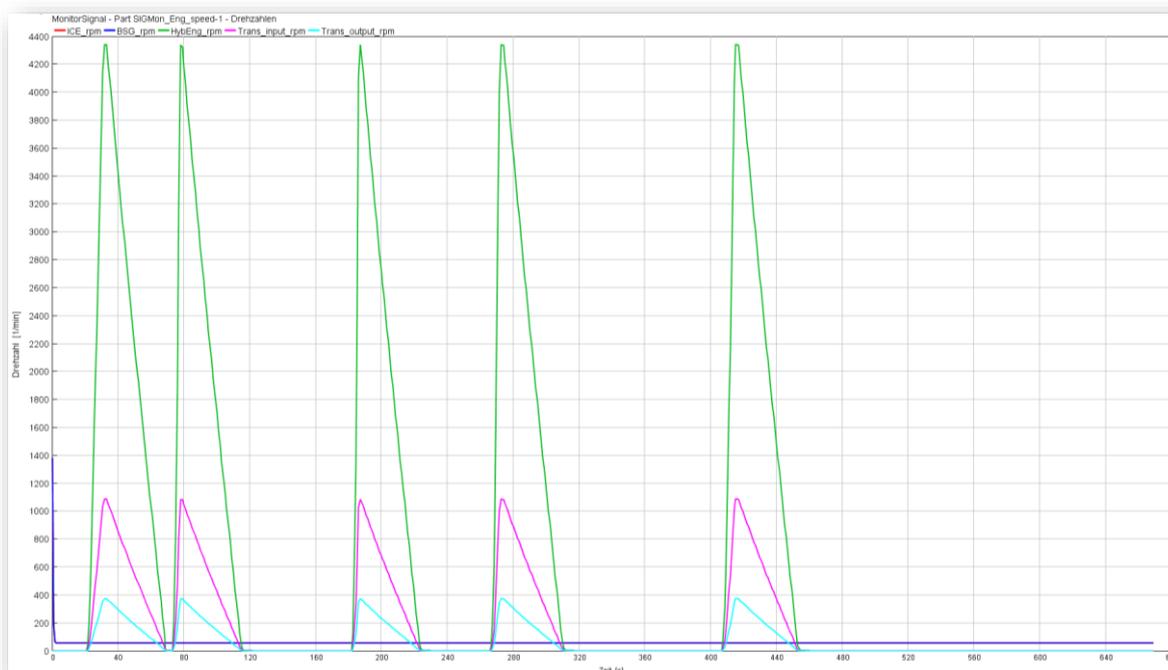
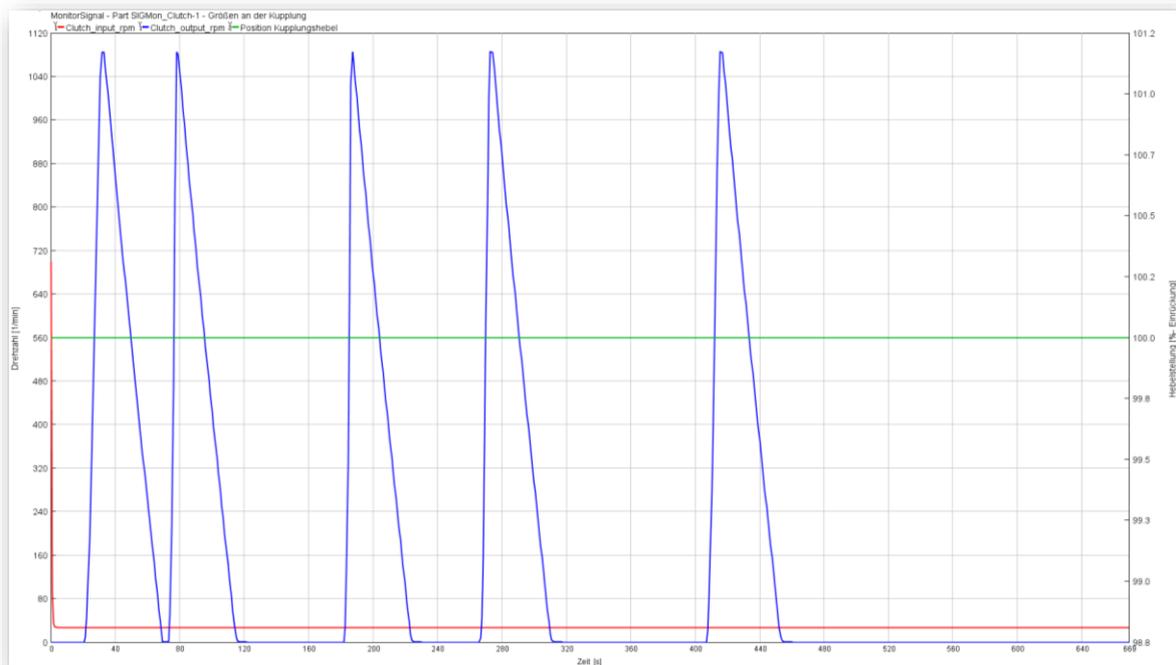


Abbildung 8-7; Übersicht der Drehzahlen von VKM, Startergenerator (deckungsgleich mit VKM), elektr. Hybridantrieb, An- und Abtrieb des Getriebes

## 8.2.2 Verhalten der Kupplung

Ein weiteres Problem ergibt sich mit dem verwendeten Kupplungs- Template. Die Definitionen und eingestellten Parameter wurden aus den Modellen mit Getriebe Komponenten ohne Änderung übernommen. Wie in Abbildung 8-8 zu sehen, tritt an der Kupplung – ab jenem Zeitpunkt an dem sich das Fahrzeug bewegt – eine Drehzahldifferenz auf. Dabei entspricht die korbseitige Drehzahl des Kupplungskorbes jener des Verbrennungsmotors, während an der Kupplungsnahe jene der Getriebeabtriebswelle anliegt. Die Drehmomentübertragung findet nicht statt, obwohl der Graph (grün) eine



**Abbildung 8-8; Drehzahlen von Kupplungskorb und Kupplungsnahe sowie Stellung der Kupplungseinrückung**  
vollständig eingerückte Kupplung anzeigt.

### 8.2.3 Fehlermeldung und Abbruch der Simulation

Die Simulation beginnt mit einer zu 30 % geladenen Traktionsbatterie. Der SOC- Startwert (SOC – engl. State of Charge), wie auch die gesamte speicherbare Ladungskapazität ist im Vorfeld der Simulation festzulegen und beliebig wählbar. Aufgrund der ständigen Verwendung des elektrischen Antriebsstranges zur Bewegung des Fahrzeuges kommt es zu Entladung der Traktionsbatterie. Im dem, den vorherigen Abbildungen zugrunde gelegten Fahrzeugmodell, wurde eine maximal speicherbare Ladungskapazität von 22 Ah bei einer Batteriespannung von 12 V zugrundegelegt. Eine Änderung der Batteriekapazität hat auf – die in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen Fehler – die Auswirkung, dass der Zeitpunkt der Erschöpfung der Batterie früher oder später eintritt. Die im Rahmen der Berechnung zurückgelegte Strecke beträgt  $\sim 603\text{ m}$  in einer Zeit von  $\sim 669,7\text{ s}$  bis die Begrenzung für die untere Spannungsgrenze der Batterie eintritt. Die Solver- Software erkennt die abnehmende Ladung der Batterie und gibt bei Erreichen von Null eine Fehlermeldung aus. Dies führt zum Abbruch der Berechnung, wie in Abbildung 8-9 (gelbe Markierung) zu sehen.

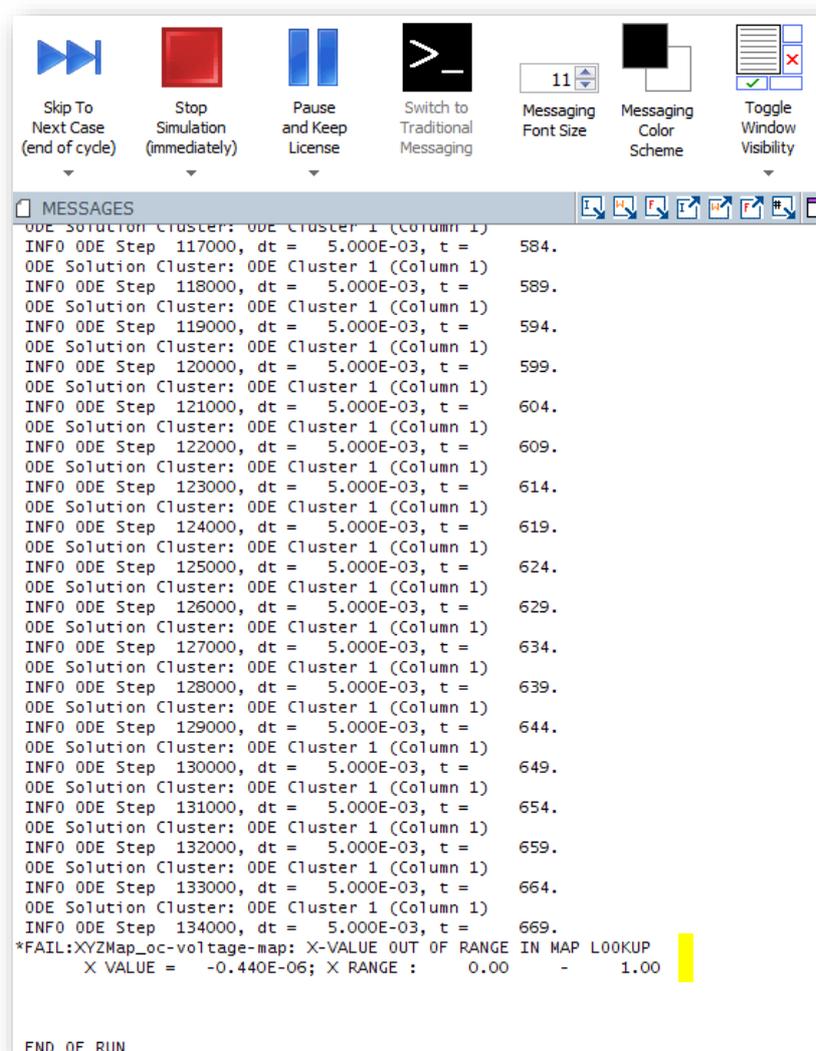


Abbildung 8-9; Fehlermeldung bei Erschöpfung der Traktionsbatterie

## 9 Package- Analyse am Motorrad

Ziel dieses Kapitels wäre es gewesen, anhand der Ergebnisse der vorangegangenen Simulationen zu einem hybriden Antriebskonzept, die Größen und Gewichte der zusätzlich benötigten oder abgeänderten Bauteile abschätzen zu können. Es ist davon auszugehen, dass für die Einbindung eines Zweittriebes in den bestehenden, konventionellen Antriebsstrang an diesem Änderungen vorgenommen werden müssen.

Die angedachte Micro- Hybridisierung mit der Zusammenfassung des Generators und des Startermotors zu einem Startergenerator bietet Potential Bauraum und Gewicht einzusparen. Von zentraler Frage ist die Positionierung im Antriebsstrang, da die Wegnahme der rotatorischen Masse des Generators auf der Kurbelwelle einen Eingriff in die bisherige Schwungmasse des Kolbentriebwerks bedeutet. Die Erhaltung der Laufkultur des Motors stellt jedoch ein entscheidendes Komfortkriterium dar. Des Weiteren wird seitens der Firma KTM AG aktuell die Erhöhung der Generatorleistung angedacht, wie bereits erwähnt wurde, da die Anzahl elektrischer Verbraucher in den letzten Jahren auch im Motorrad zugenommen hat. Die heute vorhandenen Verzahnungen zur Übersetzung der hohen Drehzahl des Starters auf jene der Kurbelwelle, können durch entsprechende Auslegung und Positionierung des Startergenerators ebenso entfallen. Das Bauteil des Starters an sich, kann durch die Verwendung des Startergenerators entfallen.

Das frei werdende Potential hinsichtlich Gewicht und Bauraum steht nunmehr für die Erhöhung der Batteriekapazität zur Verfügung. Dies erlaubt wiederum eine Ausweitung des Funktionsumfanges seitens des elektrischen Antriebes.

Die Frage nach der Größe von Bauteilen und der benötigten Leistungen für größere elektrische Antriebe bspw. für den rein elektrischen Betrieb im Stopp- and Go- Verkehr, wäre Gegenstand der Untersuchungen mit den Hybridmodellen gewesen. Dies hätte sodann eine Aussage über den benötigten Bauraum und das Gewicht der Bauteile erlaubt.

## 10 Fazit

### 10.1 Zusammenfassung

Die vorliegende Masterarbeit diente der Untersuchung von Getriebekonzepten, die eine Alternative zum in Straßenmotorrädern der Firma KTM AG serienmäßig verbauten manuellen Schaltgetriebe mit sechs Fahrstufen darstellen können. Der zweite Teil der Masterarbeit befasste sich mit dem Thema Hybridisierung des Antriebsstranges. Die Schnittstelle beider Themen war es, eine Senkung des Kraftstoffverbrauches und der Abgasemissionen zu erzielen. Die Änderungen im Antriebsstrang sollten darüber hinaus einer Bewertung der Fahrdynamik unterzogen werden, da dies als wichtiges Verkaufsargument neben den Umweltaspekten auch in Zukunft Bestand haben wird.

Den zentralen Bestandteil der Masterarbeit stellte die Erstellung von Fahrzeugmodellen in der CAE- Software GT SUITE dar. Diese Modelle erlaubten einerseits die Ermittlung von Kraftstoffverbrauch und Emissionen während der Simulation bestimmter Fahrprofile, andererseits konnten Simulationen im Hinblick auf die Bewertung der Fahrzeuglängsdynamik durchgeführt werden.

Basis der erstellten Fahrzeugmodelle stellte das Motorrad KTM 1290 SUPER DUKE GT dar. Die simulierten Getriebekonzepte umfassten gestufte Getriebe von fünf bis acht Fahrstufen und wurden um auf Übersetzungskennfeldern basierende, stufenlose Getriebe ergänzt. Dies ermöglichte die Abdeckung eines breiten Spektrums an Getriebekonzepten die in den Kapiteln der theoretischen Grundlagen behandelt wurden. Die Automatisierung dieser alternativen Getriebekonzepte stand dabei im Mittelpunkt, was zur Erstellung von Modellen für die Generierung von Schaltstrategien führte. Durch die entstandene Anzahl an Strategien und der Tatsache, dass eine manuelle Auswahl der Best-Strategie den Anforderungen an die Objektivität nicht gerecht werden kann, war es erforderlich Beurteilungskriterien zu erstellen. Diese ermöglichten eine unbeeinflusste Auswahl auf Grund von Kriterien für den Kraftstoffverbrauch und die Fahrzeuglängsdynamik. Als beste Strategie hinsichtlich der Übersetzungen und der Gangwahl erwies sich ein 7- Gang- Konzept. Verglichen mit dem 6- Gang- Konzept sinkt der Kraftstoffverbrauch durch Steigerung der Gesamtspreizung und die feinere Stufung ermöglicht eine höhere Fahrdynamik. Für eine Zusammenfassung der Simulationsergebnisse wird auf das Unterkapitel 6.7 verwiesen.

Die Fahrzeugmodelle der Stufenlos- Konzepte verwenden zu Definition der Übersetzung ein Kennfeld, das die Zuweisung zu Motordrehzahl und Drosselklappenstellung bewerkstelligt. Für die Optimierung dieses Kennfeldes wurde kein eigenes Modell erstellt, da hier hohe Anforderungen an die Rechenleistung des Computersystems bestehen. Es erfolgte eine manuelle Anpassung und die Darstellung eines Optimierungsweges für künftige Untersuchungen. Die von den gestuften Getriebekonzepten erzielten Kraftstoffverbräuche konnten nicht erreicht werden. Im Bereich der Fahrzeuglängsdynamik stellten die simulierten Übersetzungskennfelder ansprechende Alternativen dar, die die Fahrleistungen der gestuften Konzepte teilweise überbieten konnten.

Große Probleme bestanden bei der Simulation des hybriden Antriebsstranges mit Verbrennungskraftmotor, der um einen elektrischen Antrieb ergänzt wurde. Dazu wurde ein separater Antriebsmotor in den Antriebsstrang eingefügt. Der rein elektrische Antrieb erfolgt bis zu einer Grenzggeschwindigkeit an der die VKM zugeschalten wird. Ein verbauter Startergenerator lässt die Verwirklichung von Boost- Funktionen zur Unterstützung des VKM in Beschleunigungsphasen zu. Die Probleme der Ansteuerung des Starts der VKM und der Kupplung konnten bis zum Ende der Masterarbeit nicht gelöst werden konnten. Die Simulation von hybriden Antriebskonzepten muss daher im Rahmen künftiger Untersuchungen durchgeführt werden, nachdem die beschriebenen Probleme gelöst und das aufgestellte Hybridmodell auf Validität überprüft wurde.

Weitere Einschränkungen für das Hybridmodell hätten sich aus der Tatsache ergeben, dass für elektrische Antriebe und Traktionsbatterien zurzeit keine Modelle oder Eingangsdaten vorhanden sind, die eine Simulation in GT SUITE erlauben.

Die eingangs angesprochene Analyse hinsichtlich Package muss entfallen, da die Simulationsergebnisse der Hybridmodelle nicht verfügbar sind. Somit ist keine Aussage darüber möglich, ob und wenn ja, in welchem Umfang, ein hybrides Antriebskonzept im Motorrad Sinn machen würde.

## 10.2 Ausblick

Im Rahmen dieser Masterarbeit ergaben sich eine Reihe an Fragestellungen, die Untersuchungsfelder für künftige Bearbeitung im Rahmen universitärer Abschlussarbeiten oder außeruniversitärer Untersuchungen durch die Firma KTM AG darstellen.

Das verwendete Simulationsprogramm bietet durch seinen großen Umfang zahlreiche Möglichkeiten. Da dem Verfasser bekannt ist, dass GT SUITE für Tribologieuntersuchungen im Ventiltrieb verwendet wird, liegt es nahe die Simulation von Reibung in den Baugruppen des Motors zu detaillieren. Darüber hinaus bietet sich eine Ausweitung der Reibungsuntersuchungen auf das Getriebe an, um die Veränderungen der Reibung durch Änderung des Getriebekonzeptes zu erfassen. Thematisch besteht eine unmittelbare Verknüpfung zur Erweiterung des Motormodells um die Simulation der Schmierung. Dies verbindet weiters zum bereits von KTM, durch Verwendung von GT SUITE, betrachteten Untersuchungsfeld des Wärmehaushaltes im Verbrennungsmotor. Die Auslegung von Kühlkreisläufen die Gegenstand von Untersuchungen sind, könnte eine Verbindung zwischen den motorischen Anforderungen an die Kühlung und den gefahrenen Zyklen herstellen. Dies würde in weiterer Folge die Möglichkeit bieten, die Kühlung von Traktionsbatterien für Hybridantriebe zu simulieren. Damit wäre ein Kreis zu schließen, der aufgrund der vielen offenen Parameter eine Vereinfachung der Hybridmodelle in dieser Masterarbeit erforderlich machte. Hinsichtlich der Hybridfahrzeuge ergäbe sich die Aufgabenstellung, die bestehenden Modelle – die bereits einen großen Funktionsumfang bieten – von den beschriebenen Problemen zu befreien und für Abschätzungen zur Größe des Hybridantriebes zu nutzen.

Was die unmittelbar an diese Masterarbeit anknüpfenden Themen betrifft, so wäre die Anpassung der Simulationsparameter der Übersetzungen, an real verwirklichte Zahnzählpaare der nächste Schritt. Dies würde eine umfangreiche Betrachtung möglicher Verzahnungsmoduln, Zahnzahlen und Achsabständen mit einschließen. Diese Erweiterung bedingt es, GT SUITE mit anderen Programmen zu vernetzen. Darüber hinaus ist die Verwendung leistungsfähiger Hardware zur Berechnung nötig, die das tragbare Gerät – das für diese Masterarbeit genutzt wurde – nicht bieten konnte. Dies wäre ebenso für die Generierung von Übersetzungskennfeldern für die CVT- Konzepte von Nöten. Die Entwicklung einer passenden Ansteuerung für CVT- Konzepte mit zufriedenstellender Übersetzungswahl hinsichtlich Verbrauch, Emissionen, Fahrdynamik und Komfort bietet ein breites Feld für kommende Untersuchungen.

Der große Umfang von GT SUITE umfasst auch die Simulation der Abgasnachbehandlung der Rohemissionen einer Verbrennungskraftmaschine. Im Rahmen eines detaillierteren Modellaufbaus für die VKM, kann dies zur Simulation von Abgasemissionen in Homologationszyklen und im realen Fahrbetrieb, bereits während der Entwicklung neuer Motorkonzepte dienen. Im Bereich der Abgasnachbehandlung besteht auch die Möglichkeit das Aufheiz- und Anspringverhalten bei kaltem Motor abzubilden. Diese Funktionen wurden im Rahmen der vorliegenden Arbeit durch die Verwendung von Kennfeldern stark vereinfacht.

Die nunmehr erstellten Modelle bieten hinsichtlich der Simulation einen größeren Umfang als hier dargestellt werden konnte. Um diese – in den Kapiteln angesprochenen – Einschränkungen zu umgehen, wird es im Rahmen künftiger Prüfstandsversuche nötig sein, feiner gestufte Messungen vorzunehmen. Diese müssen für eine kennfeldbasierte Simulation der Abgaskomponenten auch die zugehörigen Messwerte für Kohlenwasserstoffe, Kohlenstoffmonoxid und Stickoxide umfassen. Den Umfang der Fahrzeugmodelle dahingehend zu erweitern, ist bei Vorliegen der Messdaten in kürzester Zeit möglich.

Dem Verfasser ist es an dieser Stelle ein Anliegen, auf einen Funktionsumfang von GT SUITE hinzuweisen, der thematisch in der Bachelorarbeit „Geräuschmessungen und Vorschläge zur Geräuschreduktion am Beispiel der KTM 690 DUKE IV“ behandelt wurde. Das Programm bietet durch die Definition von Fahrzeugmodellen die Möglichkeit, der Simulation von Geräuschentwicklungen bei Messungen zu Homologation und im Fahrbetrieb durch Abfahren von Fahrprofilen.

Möglichkeiten zur Nutzung der in GT SUITE erstellten Fahrzeugmodelle, ergeben sich in nahezu jedem technischen Entwicklungsfeld und sollen hier nicht alle aufgezählt werden.

Untersuchungen, die die Auslegung von Stufensprüngen und Progressionsfaktoren auf ihre Akzeptanz und das Fahrerlebnis seitens des Kunden beleuchten, würden eine entscheidende Ergänzung zu den auf Basis von mathematischen Wertungskriterien ausgewählten Übersetzungs- und Schaltstrategien darstellen. Erst durch die Betrachtung dieses Aspektes ist es möglich, eine Entscheidung zu treffen, ob die Einführung automatisierter Getriebekonzepte eine Alternative zur den heute verwendeten, manuell betätigten Getrieben darstellen könnte. Wesentlichen Anteil an Komfort und Akzeptanz hat die Steuerung des Getriebes. Die Autoren der zitierten Literatur stimmen in der Aussage überein, dass mehr Aufwand für die Erstellung von Steuergeräten für das Getriebe und dessen Zusammenspiel mit der Kupplung nötig ist, als für die rein mechanische Auslegung des Getriebes an sich.

Die Verwendung von Vorlagen zur Simulation der Getriebesteuerungen bildet eine große Einschränkung. Dies führt dazu ein weiteres Feld künftiger Untersuchungen aufzureißen – Die detaillierte und umfangreiche Einflussgrößen erfassende Modellierung von Getriebe- und Kupplungssteuergeräten für automatisierte Getriebekonzepte. Die verwendeten Steuerungen im hybriden Antriebskonzept lassen ebenso Raum für Ausweitungen und Verfeinerungen. Speziell die Ansteuerung von CVT- Konzepten bietet die Möglichkeit für Studien bzgl. Akzeptanz und Komfortverhalten. Die angesprochene Thematik war in der vorliegenden Arbeit ständiger Begleiter, nicht zuletzt deshalb, weil zugängliche Untersuchungsergebnisse im Bereich Motorrad die Ausnahme darstellen.

Mit dem Thema Akzeptanz geht auch die Simulation des Schwingungs- und Vibrationsverhaltens einher. Dies schließt zum einen den Kreis zur Simulation von Geräuschen hinsichtlich des Körperschalls, zum anderen kann an Untersuchungen zur Lebensdauerberechnung der Bauteile im Antriebsstrang angeknüpft werden.

Als Feld für rein innermotorische Dynamikanalysen konnte die Auslegung des Triebwerkes ausgemacht werden. Hierbei ergab sich die Fragestellung, wie weit eine Drehzahlabenkung – unter Beibehaltung des runden Motorlaufes – möglich ist, aber gleichzeitig Potential für die Nutzung des geringen Kraftstoffverbrauches bei niedrigen Drehzahlen und höherer Last zu schaffen. Dies führt die Betriebspunkte in den Bereich der mehrfach angesprochenen Klopfgrenze. GT SUITE verfügt auch über die Funktionen zur Simulation von Ladungsbewegungen und thermodynamischen Zusammenhängen bei der Verbrennung in Kolbenmaschinen. Der Kreis zu den eingangs erwähnten Detaillierungen der Motormodelle kann somit geschlossen werden, womit der Verfasser den Ausblick über die Themen künftiger Untersuchungen beschließen möchte.

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1; Fahrzeugkoordinatensystem nach DIN ISO 8855 an einer KTM 1290 SUPER DUKE R, Bild des Fahrzeuges (KTM AG, 2017) .....	20
Abbildung 2-2; Geometrie und Grundabmaße am Motorradfahrwerk; (Stoffregen, 2012) S. 278... 21	
Abbildung 2-3; statische (rot) und dynamische (gelb) Radlasten am Motorrad, Bild KTM 1290 SUPER DUKE R (KTM AG, 2017).....	22
Abbildung 2-4; Radlastschwankungen über Verzögerung, in Anlehnung an; (Stoffregen, 2012) S. 380 23	
Abbildung 2-5; Luftwiderstand und Staupunkt am Fahrzeug, Bild KTM 1290 SUPER DUKE R (KTM AG, 2017).....	25
Abbildung 2-6; Rollwiderstand und Kräfte am Vorderrad, Bild des Vorderrades (KTM AG, 2017) .	26
Abbildung 2-7; Zugkraftdiagramm KTM 1290 SUPER DUKE GT mit Grenzübersetzungen des Getriebes und 1:1 Durchtrieb; Daten (KTM AG, 2016).....	28
Abbildung 2-8; Verbrauchskennfeld mit spez. Kraftstoffverbrauch in [g/kWh] über Motordrehzahl und eff. Mitteldruck, Daten (KTM AG, 2016).....	29
Abbildung 2-9; Zugkraftdiagramm der KTM 1290 SUPER DUKE GT mit 6MT und grob skizzierten Zugkraftlücken bis zum 4-ten Gang; Daten (KTM AG, 2016);.....	30
Abbildung 2-10; Vorzeichenkonvention a) an Bauteilen und b) in Getrieben; (Kirchner, 2007) S. 66 32	
Abbildung 2-11; 6MT eines KTM LC8 Motors, Ansicht von hinten, rechts, oben (KTM AG, 2016) .	36
Abbildung 2-12; 6MT eines KTM LC8 Motors, Ansicht von vorne, oben (KTM AG, 2016).....	37
Abbildung 2-13; Schaltautomat an einer BMW 1000 RR (Volkmar) .....	37
Abbildung 2-14; Konzeptdarstellung der AMT mit e- Motor zur Drehung der Schaltwalze und Ausrücken der Kupplung (Ricardo plc, 2014) .....	38
Abbildung 2-15; radiale und lineare Anordnung der Doppelkupplung; (Kirchner, 2007) S.276.....	39
Abbildung 2-16; Inline- Doppelkupplung mit zwei Vorgelegewellen für PKW; (Kirchner, 2007) S. 278, durch die Verzahnung KU und KG ist eine koaxiale Abtriebswelle mit gleichem Drehsinn möglich .....	40
Abbildung 2-17; ZF 8- Gang Automatgetriebe der 2. Generation 8HP45 (ZF Friedrichshafen AG, 2017) .....	41
Abbildung 2-18; Abstraktion des ZF 8HP45 mit Radsätzen 1-4 und Kupplungen (ZF Friedrichshafen AG, 2016).....	41
Abbildung 2-19; Räderschema a) Simpson- und b) Ravigneaux- Radsatz; (Kirchner, 2007) S.38242	
Abbildung 2-20; Mercedes Benz W5A 180, 5AT im Vorgelegebauweise; (Naunheimer, et al., 2007) S.183.....	43
Abbildung 2-21; Prinzipbauweisen von CVT- Getrieben (Bernhardt, et al., 1990) .....	44
Abbildung 2-22; Umschlingungs- CVT mit unterschiedlichen Übersetzungen, in Anlehnung an; (Kirchner, 2007) S.402 .....	45
Abbildung 2-23; CAD- Darstellung eines Kegelradgetriebes (Dräger, et al., 1998).....	46
Abbildung 2-24; Abtriebskegel eines Kegelringgetriebes mit Vorspannvorrichtung; (Kirchner, 2007) S.409.....	47
Abbildung 2-25; Prinzipskizze eines Volltoroidgetriebes; (Steinhilper †, et al., 2012) S. 653.....	48

Abbildung 2-26; Halb- Toroidgetriebe (ETT) mit Kugelrampe (Ushijima, et al., 2001) .....	49
Abbildung 2-27; Zugkraftdiagramm der KTM 1290 SUPER DUKE GT mit CVT- Getriebe .....	50
Abbildung 2-28; näherungsweise IVT- Konzept der Firma Getrag; (Kirchner, 2007) S.399.....	51
Abbildung 2-29; Skizze eines Trilok- Wandlers, re: Turbinen-, Leit- und Pumpenlaufrad; (Fischer, et al., 2012) S. 160.....	53
Abbildung 2-30; 16MGT mit Direktgang; (Naunheimer, et al., 2007) S.204 .....	54
Abbildung 2-31; Gangfolge mit Split- und Range- Gruppen im 16MGT 16 S221 von ZF; (Naunheimer, et al., 2007) S.198; Mit dem Split- Getriebe wird eine High- Low- Übersetzung realisiert, für Normal- und Bergfahrt.....	55
Abbildung 2-32; Skizze eines Planetengetriebes; (Fischer, et al., 2012) S. 124 .....	56
Abbildung 2-33; Vorderachsdifferentialgetriebe für seitlich versetzten Einbau bei allradgetriebenen FZG mit längseingebautem Motor und Schaltgetriebe (ZF Friedrichshafen AG, 2016) .....	57
Abbildung 2-34; Eingriffsstörung mit durchdringenden Zahnköpfen; (Schlecht, 2010) S. 857 .....	59
Abbildung 3-1; Hybridstrukturen der Automobilindustrie; (Hofmann, 2014) S. 24 .....	61
Abbildung 3-2; Leistungsflussdiagramm; (Liebl, et al., 2014) S. 141 .....	63
Abbildung 3-3; Output- Split- PGtr; (Hofmann, 2014) S. 40.....	63
Abbildung 3-4; Input- Split- PGtr; (Hofmann, 2014) S. 39.....	63
Abbildung 3-5; Leistungsverhältnisse am Input- Split- Getriebe; (Hofmann, 2014) S. 39 .....	64
Abbildung 3-6; Betriebsmodi und Fahrstufen eines Dual- Mode- Getriebes; (Wallentowitz, et al., 2011) S. 67; EVT {siehe Glossar}.....	65
Abbildung 3-7; Grad der Elektrifizierung; (Wallentowitz, et al., 2011) S. 61 .....	66
Abbildung 3-8; reales Rekuperationspotential einer Vollbremsung am Beispiel eines Kompaktwagens (Hohenberg, 2016) .....	67
Abbildung 3-9; Generatorkennline mit Limitierungen; (Bletz, et al., 2012) S. 449.....	69
Abbildung 4-1; vertikale, longitudinale und laterale Gesamtkräfte im Latsch des Hinterrades, Bild KTM 1290 SUPER DUKE R (KTM AG, 2017) .....	72
Abbildung 4-2; Latsch und Radaufstandspunkt bei Kurvenfahrt, Bild KTM 1290 SUPER DUKE R (KTM AG, 2017) .....	72
Abbildung 4-3; Bedieneinheiten am Lenker, Bilder (KTM AG, 2017).....	75
Abbildung 4-4; Bordnetz- Architektur für unterschiedliche Spannungen; (Hofmann, 2014) S. 200. 78	
Abbildung 5-1; Basismodell KTM 1290 SUPER DUKE GT; vergrößerte Darstellung im Anhang ....	79
Abbildung 5-2; Getriebe- Referenz- Template des Serien- 6MT, Daten (KTM AG, 2016) .....	80
Abbildung 5-3; 8MT mit detaillierten Getriebekomponenten.....	82
Abbildung 5-4; TCU des Modelles mit Getriebekomponenten mit blau eingefärbten Signalwegen	83
Abbildung 5-5; Modellaufbau mit Analyse- Template zur Schaltstrategieermittlung im WMTC .....	85
Abbildung 5-6; TCU- Baugruppe für Schaltstrategieermittlung.....	85
Abbildung 5-7; Überblick des Basismodells für CVT.....	87
Abbildung 5-8; TCU- Logik für CVT.....	88
Abbildung 5-9; Festlegung der Parameter für Beschleunigungstests aus dem Stillstand .....	89
Abbildung 5-10; Fahrprofil zur Beurteilung der Fahrzeuflängsdynamik.....	90

Abbildung 5-11; Teil- Modell zur Ermittlung der Kennzahlen für die Beurteilung der Fahrzeuglängsdynamik und Kontrolle der Durchzugsfunktion .....	91
Abbildung 5-12; Verkaufszahlen der KTM 1290 SUPER DUKE GT geordnet nach Weltregionen .	94
Abbildung 5-13; Berechnungsschema der Beurteilungskriterien .....	94
Abbildung 5-14; Kennfeld eff. Mitteldruck über Drehzahl und Drosselklappenstellung aus Messrohdaten .....	96
Abbildung 5-15; Aus Rohdaten extra- und interpoliertes Kennfeld des eff. Mitteldruckes.....	97
Abbildung 5-16; extrapoliertes Kennfeld des eff. Mitteldruckes über Drehzahl und Drosselklappenstellung .....	98
Abbildung 5-17; spez. Kraftstoffverbrauch - BSFC .....	98
Abbildung 5-18; stündlicher Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_h$ .....	99
Abbildung 5-19; Kennfeld Luftverhältnis $\lambda$ als Funktion von Motordrehzahl und eff. Mitteldruck ..	100
Abbildung 5-20; Kennfeld des Luftmassenstromes.....	101
Abbildung 5-21; Motorsteuergerät mit Definitionen zur Schubabschaltung.....	102
Abbildung 5-22; Kennlinie der Schubabschaltung als Funktion von Motordrehzahl und um Leerlaufstellung korrigiertem Drosselklappenwinkel.....	103
Abbildung 5-23; Kennfeld des spez. Kraftstoffverbrauches [g/kWh] des Motors über Drehzahl und prozentualem Drosselklappenwinkel [%]; strich- punktiert die Linien gleicher Motorleistung [kW], Daten (KTM AG, 2016) .....	107
Abbildung 5-24; linear von der Motordrehzahl abhängiges CVT- Übersetzungskennfeld .....	108
Abbildung 5-25; CVT- Übersetzungskennfeld mit manuell definierten Kennfeldbereichen, Übersetzungsverhältnis über Motordrehzahl und prozentualem Drosselklappenwinkel .....	109
Abbildung 5-26; CVT- Übersetzungskennfeld nach Bearbeitung mit „smoothdata“- Funktion, Übersetzungsverhältnis über Motordrehzahl und prozentualem Drosselklappenwinkel .....	110
Abbildung 5-27; verbessertes CVT- Übersetzungskennfeld mit angewandter Glättungsfunktion, aufgetragen über Drehzahl und prozentualem Drosselklappenwinkel .....	111
Abbildung 6-1; Messprotokoll der Abgas- Homologationsmessung an der KTM 1290 SUPER DUKE GT (KTM AG, 2015).....	113
Abbildung 6-2; FZG- Geschwindigkeit, Motordrehzahl und eingelegter Gang des 6MT- Seriengetriebes mit vorgegebenen Schaltpunkten des WMTC .....	117
Abbildung 6-3; Zeitanteile der Gangnutzung anhand der WMTC- Vorschriften zum Gangwechsel	118
Abbildung 6-4; Verbrauchskennfeld des Motors mit Betriebspunkten während der WMTC- Fahrt	118
Abbildung 6-5; Zeitanteile der Phasen im WMTC pro Gang .....	121
Abbildung 6-6; Beispiele von Teilverbräuchen der WMTC Phasen mit zunehmender einseitiger Erhöhung der Spreizung der schnellen Fahrstufen .....	122
Abbildung 6-7; Zeitanteile der Gangnutzung im WMTC, Randwertbetrachtung bei Erhöhung der Spreizung auf Seite der schnellen Fahrstufen .....	123
Abbildung 6-8; Zeitanteile der Gangnutzung im WMTC, Randwertbetrachtung bei Erhöhung der Spreizung auf Seite der langsamen Fahrstufen.....	124
Abbildung 6-9; Beispiele von Teilverbräuchen der WMTC Phasen mit zunehmender einseitiger Erhöhung der Spreizung der "langsamen" Fahrstufen .....	124

Abbildung 6-10; TCU- Aufbau des Modelles mit Getriebekomponenten für den Vergleich mit dem Modell zur Schaltpunkt Ermittlung .....	127
Abbildung 6-11; Vergleich der Einzelwertungen Emissionen & Verbrauch und Fahrzeulängsdynamik für das Seriengetriebe .....	129
Abbildung 6-12; Gesamtwertung der Schaltstrategie- Kriterien für das 6MT- Serie.....	130
Abbildung 6-13; 6XT- Gangwechseldiagramm für Seriengetriebe, Schaltstrategie- Nr. 42 .....	131
Abbildung 6-14; Vergleich der Einzelwertungen Emissionen & Verbrauch und Fahrzeulängsdynamik für die Übersetzungsvarianten.....	132
Abbildung 6-15; Gesamtwertung der Übersetzungs- und Schaltstrategie- Kriterien für das 6XT .	133
Abbildung 6-16; 6XT- Gangwechseldiagramm für Übersetzungsvariante und Schaltstrategie- Nr. 915	135
Abbildung 6-17; Kraftstoffverbrauch im WMTC und Einzelwertungen Fahrzeulängsdynamik für das Seriengetriebe .....	136
Abbildung 6-18; 6XT- Gangwechseldiagramm für WMTC mit Seriengetriebe, Schaltstrategie- Nr. 36	138
Abbildung 6-19; Kraftstoffverbrauch im WMTC und Einzelwertungen Fahrzeulängsdynamik für die Übersetzungsvariation .....	139
Abbildung 6-20; 6XT- Gangwechseldiagramm für WMTC der Übersetzungsvariante und Schaltstrategie- Nr. 176 .....	141
Abbildung 6-21; Kraftstoffverbrauch im WMTC und Einzelwertungen Fahrzeulängsdynamik für die Übersetzungsvariation .....	142
Abbildung 6-22; Gesamtwertung der Übersetzungs- und Schaltstrategie- Kriterien für das 7XT .	143
Abbildung 6-23; 7XT- Gangwechseldiagramm der Übersetzungsvariante und Schaltstrategie- Nr. 927	145
Abbildung 6-24; Vergleich der Einzelwertungen Emissionen & Verbrauch und Fahrzeulängsdynamik für die Übersetzungsvarianten des 8XT .....	146
Abbildung 6-25; Gesamtwertung der Schaltstrategie- Kriterien für das 8XT .....	147
Abbildung 6-26; 8XT- Gangwechseldiagramm der Übersetzungsvariante und Schaltstrategie- Nr. 1121 .....	149
Abbildung 6-27; Vergleich der Einzelwertungen Emissionen & Verbrauch und Fahrzeulängsdynamik für die Übersetzungsvarianten des 5XT .....	150
Abbildung 6-28; Gesamtwertung der Schaltstrategie- Kriterien für das 5XT .....	151
Abbildung 6-29; 5XT- Gangwechseldiagramm der Übersetzungsvariante und Schaltstrategie- Nr. 657	153
Abbildung 6-30; FZG- Geschwindigkeit, Motordrehzahl und eingelegter Gang der 7XT- Strategie- Nr. 927.....	155
Abbildung 6-31; Zeitanteile der Gangnutzung von 7XT- Strategie- Nr. 927 .....	156
Abbildung 6-32; Verbrauchskennfeld des Motors mit Betriebspunkten der 7XT- Strategie.....	156
Abbildung 6-33; Zusammenfassung des Kraftstoffverbrauches gestufter Getriebe- Konzepte.....	160
Abbildung 6-34; Zusammenfassung der Werte für die Beurteilung der Fahrzeulängsdynamik der gestuften Getriebe- Konzepte .....	161
Abbildung 6-35; FZG- Geschwindigkeit, Motordrehzahl und Übersetzungsverhältnis im CVT, bei linearem Übersetzungskennfeld .....	162

Abbildung 6-36; Verbrauchskennfeld des Motors mit Betriebspunkten des CVT mit linearem Übersetzungskennfeld .....	163
Abbildung 6-37; Kennfeld des spez. Kraftstoffverbrauches [g/kWh] des Motors über Drehzahl und eff. Mitteldruck [bar]; strich- punktiert die Linien gleicher Motorleistung [kW], Daten (KTM AG, 2016) .....	163
Abbildung 6-38; FZG- Geschwindigkeit, Motordrehzahl und Übersetzungsverhältnis im CVT, bei gestuftem Übersetzungskennfeld .....	165
Abbildung 6-39; Verbrauchskennfeld des Motors mit Betriebspunkten des CVT mit „gestuftem“ (Abbildung 5-25) Übersetzungskennfeld.....	166
Abbildung 6-40; Verlauf der Regelgröße, Soll- und Ist- FZG- Geschwindigkeit, gestuftes Übersetzungs- und Schaltstrategiekennfeld .....	167
Abbildung 6-41; FZG- Geschwindigkeit, Motordrehzahl und Übersetzungsverhältnis im CVT, bei geglättetem Übersetzungskennfeld .....	169
Abbildung 6-42; Verbrauchskennfeld des Motors mit Betriebspunkten des CVT mit geglättetem Übersetzungskennfeld .....	170
Abbildung 6-43; FZG- Geschwindigkeit, Motordrehzahl und Übersetzungsverhältnis im CVT, bei verbessertem, geglättetem Übersetzungskennfeld .....	172
Abbildung 6-44; Verbrauchskennfeld des Motors mit Betriebspunkten des CVT mit verbessertem, geglättetem Übersetzungskennfeld .....	173
Abbildung 6-45; Zusammenfassung des Kraftstoffverbrauches simulierter CTV- Übersetzungskennfelder .....	175
Abbildung 6-46; Zusammenfassung der Werte für die Beurteilung der Fahrzeuglängsdynamik der simulierten CVT- Übersetzungskennfelder .....	176
Abbildung 7-1; Baugruppen des Hybridmodells.....	181
Abbildung 7-2; Steuerlogik der Vehicle- CU.....	182
Abbildung 7-3; ECU des Hybridmodells .....	183
Abbildung 7-4; Vorlage für die Traktionsbatterie.....	184
Abbildung 7-5; Vorlage für kennfelddefinierten E-Motor .....	185
Abbildung 7-6; Steuerung des Startergenerators.....	186
Abbildung 7-7; Logik zur Steuerung der elektrischen Leistung am Hybridantrieb .....	188
Abbildung 7-8; Steuerung des Hybridantriebes .....	189
Abbildung 8-1; Fehlermeldung zu monoton steigenden/fallenden Kennfeldern des Hybridmodells	191
Abbildung 8-2; Kennfeld des eff. Mitteldruckes über Drehzahl und Drosselklappenstellung, monoton steigend.....	192
Abbildung 8-3; Kennlinien zur Begrenzung des Arbeitsbereiches im motorischen und generatorischen Betrieb, des hybriden E- Antriebsmotors .....	193
Abbildung 8-4; Übersicht Basisdaten Soll-/ Ist- FZG- Geschwindigkeit, Gasgriff- /Bremshebelstellung.....	194
Abbildung 8-5; Signale am EVMAN- Bauteil zur Steuerung der Motorzündung.....	194
Abbildung 8-6; Drehmomentanforderungen an VKM, Startergenerator und elektr. Hybridantrieb	195
Abbildung 8-7; Übersicht der Drehzahlen von VKM, Startergenerator (deckungsgleich mit VKM), elektr. Hybridantrieb, An- und Abtrieb des Getriebes .....	195

<i>Abbildung 8-8; Drehzahlen von Kupplungskorb und Kupplungsnahe sowie Stellung der Kupplungseinrückung.....</i>	<i>196</i>
<i>Abbildung 8-9; Fehlermeldung bei Erschöpfung der Traktionsbatterie.....</i>	<i>197</i>

## Tabellenverzeichnis

<i>Tabelle 2-1; Auswahl Rollwiderstandsbeiwerte <math>f_R</math>, in Anlehnung an (Naunheimer, et al., 2007).....</i>	26
<i>Tabelle 2-2; Automatisierungsgrade in Fahrzeuggetrieben, in Anlehnung an (Kirchner, 2007) .....</i>	34
<i>Tabelle 2-3; Schaltschema und Übersetzungen ZF 8HP45; Daten aus (ZF Friedrichshafen AG, 2016) .....</i>	42
<i>Tabelle 2-4; Bezeichnungen für Bauteile aus Abbildung 2-26 .....</i>	49
<i>Tabelle 2-5; Übersetzungen eines einfachen Planetensatzes, in Anlehnung an (Kirchner, 2007)..</i>	58
<i>Tabelle 5-1; Gewichtung der Kennwerte für Emissionen &amp; Verbrauch sowie Fahrzeuglängsdynamik</i>	93
<i>Tabelle 6-1; Validierung des Fahrzeugmodells mit Getriebekomponenten .....</i>	116
<i>Tabelle 6-2; Schwankungen des KrSt- Verbrauches zufolge des Rollwiderstandsbeiwert im fiktiven 4- Rad- Modell zur Schaltstrategieermittlung .....</i>	127
<i>Tabelle 6-3; Simulationsparameter der Best- und Schlechtest- Schaltstrategie am Seriengetriebe</i>	130
<i>Tabelle 6-4; Gegenüberstellung der Ergebnisse der Schaltstrategieermittlung und des Modells mit Getriebekomponenten für das Seriengetriebe Schaltstrategie- Nr. 42 .....</i>	131
<i>Tabelle 6-5; Simulationsparameter der Best- und Schlechtest- Schaltstrategien für neue Übersetzungsvarianten .....</i>	134
<i>Tabelle 6-6; Gegenüberstellung der Ergebnisse der Schaltstrategieermittlung und des Modells mit Getriebekomponenten für neue Übersetzungsvarianten als 6XT, Schaltstrategie- Nr. 915</i>	135
<i>Tabelle 6-7; Simulationsparameter der Best- Schaltstrategie- Nr. 36.....</i>	137
<i>Tabelle 6-8; Simulationsergebnisse der DoE- Berechnung und Ergebnisse der Schaltstrategie im Modell mit Getriebekomponenten für den geringsten KrSt- Verbrauch bezogen auf den WMTC, Schaltstrategie- Nr. 36 .....</i>	138
<i>Tabelle 6-9; Simulationsparameter der Best- Schaltstrategie- Nr. 176.....</i>	140
<i>Tabelle 6-10; Simulationsergebnisse der DoE- Berechnung und Ergebnisse der Schaltstrategie im Modell mit Getriebekomponenten für den geringsten KrSt- Verbrauch bezogen auf den WMTC, Schaltstrategie- Nr. 176 .....</i>	141
<i>Tabelle 6-11; Simulationsparameter der Best- und Schlechtest- Übersetzungs- und Schaltstrategien des 7XT .....</i>	144
<i>Tabelle 6-12; Gegenüberstellung der Ergebnisse der Schaltstrategieermittlung und des Modells mit Getriebekomponenten für neue Übersetzungsvarianten als 7XT , Schaltstrategie- Nr. 927</i>	145
<i>Tabelle 6-13; Simulationsparameter der Best- und Schlechtest- Übersetzungs- und Schaltstrategien des 8XT .....</i>	148
<i>Tabelle 6-14; Gegenüberstellung der Ergebnisse der Schaltstrategieermittlung und des Modells mit Getriebekomponenten für neue Übersetzungsvarianten als 8XT , Schaltstrategie- Nr. 1121</i>	149
<i>Tabelle 6-15; Simulationsparameter der Übersetzungs- und Schaltstrategien des 5XT .....</i>	152
<i>Tabelle 6-16; Gegenüberstellung der Ergebnisse der Schaltstrategieermittlung und des Modells mit Getriebekomponenten für neue Übersetzungsvarianten als 5XT, Schaltstrategie- Nr. 657</i>	153
<i>Tabelle 6-17; Zusammenfassung 5XT, neue Übersetzungs- und Schaltstrategien .....</i>	157
<i>Tabelle 6-18; Zusammenfassung Seriengetriebe 6XT .....</i>	157

<i>Tabelle 6-19; Zusammenfassung 6XT, neue Übersetzungs- und Schaltstrategien .....</i>	<i>158</i>
<i>Tabelle 6-20; Zusammenfassung Seriengetriebe 6XT, Optimierung auf WMTC .....</i>	<i>158</i>
<i>Tabelle 6-21; Zusammenfassung 6XT, neue Übersetzungs- und Schaltstrategien, Optimierung auf WMTC .....</i>	<i>159</i>
<i>Tabelle 6-22; Zusammenfassung 7XT, neue Übersetzungs- und Schaltstrategien .....</i>	<i>159</i>
<i>Tabelle 6-23; Zusammenfassung 8XT, neue Übersetzungs- und Schaltstrategien .....</i>	<i>160</i>
<i>Tabelle 6-24; Simulationsergebnisse des Kraftstoffverbrauches für CVT- Konzept mit linearem Übersetzungskennfeld .....</i>	<i>164</i>
<i>Tabelle 6-25; Simulationsergebnisse des Kraftstoffverbrauches für CVT- Konzepte mit „gestuftem“ (Abbildung 5-25) Übersetzungskennfeld.....</i>	<i>168</i>
<i>Tabelle 6-26; Simulationsergebnisse des Kraftstoffverbrauches für CVT- Konzepte mit geglättetem Kennfeld .....</i>	<i>171</i>
<i>Tabelle 6-27; Simulationsergebnisse des Kraftstoffverbrauches für CVT- Konzepte mit verbessertem, geglättetem Kennfeld .....</i>	<i>173</i>
<i>Tabelle 6-28; Zusammenfassung CVT, lineares Kennfeld .....</i>	<i>174</i>
<i>Tabelle 6-29; Zusammenfassung CVT, gestuftes Kennfeld .....</i>	<i>174</i>
<i>Tabelle 6-30; Zusammenfassung CVT, geglättetes Kennfeld .....</i>	<i>174</i>
<i>Tabelle 6-31; Zusammenfassung CVT; verbessertes, geglättetes Kennfeld.....</i>	<i>175</i>
<i>Tabelle 7-1; Baugruppen des Motorrad- Hybridmodells ohne Steuergeräte .....</i>	<i>178</i>
<i>Tabelle 7-2; Steuergeräte des Hybridmodells.....</i>	<i>180</i>

## Formelverzeichnis

<i>Formel 2-1</i> .....	23
<i>Formel 2-2</i> .....	23
<i>Formel 2-3</i> .....	23
<i>Formel 2-4</i> .....	23
<i>Formel 2-5</i> .....	25
<i>Formel 2-6</i> .....	26
<i>Formel 2-7</i> .....	26
<i>Formel 2-8</i> .....	27
<i>Formel 2-9</i> .....	27
<i>Formel 2-10</i> .....	27
<i>Formel 2-11</i> .....	28
<i>Formel 2-12</i> .....	31
<i>Formel 2-13</i> .....	32
<i>Formel 2-14</i> .....	32
<i>Formel 2-15</i> .....	33
<i>Formel 2-16</i> .....	33
<i>Formel 2-17</i> .....	33
<i>Formel 2-18</i> .....	33
<i>Formel 2-19</i> .....	34
<i>Formel 2-20</i> .....	57
<i>Formel 2-21</i> .....	58
<i>Formel 2-22</i> .....	58
<i>Formel 2-23</i> .....	58
<i>Formel 3-1</i> .....	64
<i>Formel 5-1</i> .....	100
<i>Formel 5-2</i> .....	101
<i>Formel 5-3</i> .....	108
<i>Formel 6-1</i> .....	120
<i>Formel 6-2</i> .....	120
<i>Formel 6-3</i> .....	120
<i>Formel 6-4</i> .....	120
<i>Formel 6-5</i> .....	120

## Literaturverzeichnis

- Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften. 2007.** Richtlinie 2007/46/EG. - zur Schaffung eines Rahmens für die Genehmigung von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern sowie von Systemen, Bauteilen und selbständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge. 05. September 2007.
- , **2013.** Verordnung 134/2014/EU. - zur Ergänzung von 168/2013/EU ... in Bezug auf die Anforderungen an die umweltverträglichkeit und die Leistung der Antriebseinheit ... 16.. Dezember 2013.
- , **2013.** Verordnung 168/2013/EU. - über die Genehmigung und Marktüberwachung von zwei- oder dreirädrigen und vierrädrigen Fahrzeugen. 15. Januar 2013.
- Bernhardt, W. und Heidemeyer, P. 1990.** Auswahl und Strukturen stufenloser PKW- Getriebe. VDI- Berichte 803. Düsseldorf : VDI Verlag, 1990, S. 433-455.
- Bletz, Marcus und Wickenhöfer, Thorsten. 2012.** Bremsenhandbuch, 4. überarb. und erw. Aufl. [Hrsg.] Bert Breuer und Karlheinz H. Bill. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2012. S. Kap.: 22. ISBN 978-3-8348-1796-9.
- , **2012.** Bremsenhandbuch, 4. überarb. und erw. Aufl. [Hrsg.] Bert Breuer und Karlheinz H. Bill. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2012. S. Kap.: 3. ISBN 978-3-8348-1796-9.
- Bubb, Heiner, et al. 2015.** Automobilergonomie. [Hrsg.] Heiner Bubb. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2015. ISBN 978-3-8348-1890-4.
- DIN 3993-2:1981-08.** Geometrische Auslegung von zylindrischen Innenradpaaren mit Evolventenverzahnung; Diagramme über geometrische Grenzen für die Paarung Hohlrad-Ritzel. Berlin : Beuth- Verlag.
- DIN ISO 8855:2013-11.** Straßenfahrzeuge - Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe. Berlin : Beuth- Verlag.
- DIN VDE 0100-410:2007-06.** Errichten von Niederspannungsanlagen - Teil 4-41: Schutzmaßnahmen - Schutz gegen elektrischen Schlag. Berlin : VDE- Verlag.
- Dräger, Christoph, et al. 1998.** Das Kegelradgetriebe - Ein stufenloses Reibradgetriebe auf dem Prüfstand. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift. 1998, 100.
- Eichlseder, Helmut. 2011.** Kolbenmaschinen. Skriptum zur gleichnamigen Lehrveranstaltung. Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften, Technische Universität Graz, Wintersemester, 2011.
- Eichlseder, Helmut und Hirz, Mario. 2016.** Innovative Fahrzeugantriebe. Skriptum zur gleichnamigen Lehrveranstaltung. Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften, Technische Universität Graz, Sommersemester, 2016.
- Eichlseder, Helmut. 2014.** Verbrennungskraftmaschinen Vertiefte Ausbildung. Skriptum zur gleichnamigen Lehrveranstaltung. Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften, Technische Universität Graz, Sommersemester, 2014.
- Fischer, Peter. 2016.** Kraftfahrzeugtechnik II. Skriptum zur gleichnamigen Lehrveranstaltung. Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften, Technische Universität Graz, Sommersemester, 2016.
- Fischer, Robert. 2016.** Fahrzeuggetriebe. Skriptum zur gleichnamigen Vorlesung. Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften, Technische Universität Graz, Sommersemester, 2016.
- Fischer, Robert, et al. 2012.** Das Getriebebuch. [Hrsg.] Helmut List. Wien : Springer, 2012. ISBN 978-3-7091-0876-5.

- Gamma Technologies, LLC. 2017.** [Online] 2017. [Zitat vom: 05. Juli 2017.]  
<https://www.gtisoft.com/>.
- Harnischmacher, Frederik. 2017.** KTM AG. unveröffentlichte Daten. Mattighofen, 2017.
- Hellenbroich, G., Janssen, P. und Steinberg, I. 2016.** CVT in comparison to other transmission concepts. Tagungsband 16. Int. VDI Congress. Düsseldorf : VDI- Verlag, 2016. S. 767-776. ISBN 978-3-18-092276-8.
- Hilgers, Michael. 2016.** Nutzfahrzeugtechnik lernen. Wiesbaden : Springer- Vieweg, 2016. Bd. Getriebetechnik und Antriebsstrangauslegung. ISBN 978-3-658-12758-9.
- Hofmann, Peter. 2014.** Hybridfahrzeuge, 2. Aufl. Wien : Springer, 2014. ISBN 978-3-7091-1779-8.
- Hohenberg, Günter. 2016.** Ausgewählte Kapitel aus Verbrennungskraftmaschinen und Fahrzeugantrieben. Skriptum zur gleichnamigen Vorlesung. Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften, Technische Universität Graz, Sommersemester, 2016.
- Kirchner, Eckhard. 2007.** Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben. Berlin : Springer, 2007. ISBN 978-3-540-35288-4.
- KTM AG. 2016.** KTM 1290 SUPER DUKE GT, unveröffentlichte Daten des Bereiches Forschung und Entwicklung (CAD, Verzahnungsberechnungen, Protokolle der Dimensionierung von Bauteilen, Messprotokolle, uvam.). Mattighofen, 2016.
- . **2015.** KTM 1290 SUPER DUKE GT, unveröffentlicher EU- Gesamtfahrzeug-Typgenehmigungsbogen. Kraftfahrt- Bundesamt, 2015, DE-24932.
- . **2017.** KTM 1290 SUPER DUKE R, Bereich Marketing/Kommunikation. Mattighofen, 2017.
- . **2016.** KTM LC8- Motorbaureihe, unveröffentlichte CAD- Daten. Mattighofen, 2016.
- Liebl, Johannes, et al. 2014.** Energiemanagement im Kraftfahrzeug. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2014. ISBN 978-3-658-04450-3.
- Lohmann, Johannes. Nachdruck 2009.** Zahnradgetriebe, 3. Neubearb. und erw. Aufl. Berlin : Springer, Nachdruck 2009. ISBN 978-3-540-89459-9.
- Motor Presse Stuttgart GmbH & Co. KG. 2017.** MOTORRAD - Europas größte Motorradzeitschrift. [Hrsg.] Paul Pietsch † und Ernst Troeltsch †. Chefredakteur: Michael Pfeiffer, 2017, Stuttgart.
- Naunheimer, Harald, Bertsche, Bernd und Lechner, Gisbert. 2007.** Fahrzeuggetriebe, 2. bearb. und erw. Aufl. Berlin : Springer, 2007. S. 77-82. ISBN 978-3-540-30625-2.
- . **2007.** Fahrzeuggetriebe, 2. bearb. und erw. Aufl. Berlin : Springer, 2007. ISBN 978-3-540-30625-2.
- Österreichische Forschungsgesellschaft Straße Schiene Verkehr. 2011.** Richtlinien und Vorschriften für den Straßenbau (RVS), Straßenplanung, Ländliche Straßen und Güterwege. Wien : s.n., 2011. RVS 03.03.81.
- OVE R 16:2017-12-01.** Ausbildungsrichtlinie für Arbeiten unter Spannung (AuS) bis AC 1000 V und DC 1500 V. Wien : Österreichischer Verband für Elektrotechnik.
- Reif, Konrad, [Hrsg.]. 2010.** Konventioneller Antriebsstrang und Hybridantriebe. Wiesbaden : Vieweg Teubner, 2010. ISBN 978-3-8348-1303-9.
- Ricardo plc. 2014.** KTM - AMT applikation, unveröffentlicher Bericht. Ricardo motorcycle. Schwäbisch Gmünd, 2014.
- Schlecht, Berthold. 2010.** Maschinenelemente: Getriebe - Verzahnungen - Lagerungen. München : Pearson Studium, 2010. Bd. 2. ISBN 978-3-8273-7146-1.

- Schmieder, Thomas.** *Aprilia Mana GT 850 ABS.* MOTORRADonline erschienen in Heft 18/2009. [Online] [Zitat vom: 29. August 2016.] <http://www.motorradonline.de/einzeltest/fahrbericht-aprilia-mana-gt-850-abs-vor-und-nachteile/224319>.
- . *Aprilia Mana GT 850 ABS Dauertest- Abschlussbilanz.* MOTORRADonline erschienen in Heft 02/2010. [Online] [Zitat vom: 13. März 2017.] <http://www.motorradonline.de/dauertest/dauertest-abschlussbilanz-aprilia-na-850-mana.281479.html>.
- Schneider, Ralf.** *Sporttourer Honda VFR 1200 F DCT.* MOTORRADonline erschienen in Heft 11/2010. [Online] [Zitat vom: 23. August 2016.] <http://www.motorradonline.de/einzeltest/fahrbericht-honda-vfr-1200-f-dct/304797>.
- Schwarz, Manuel.** 2017. *KTM AG. unveröffentlichte Daten.* Mattighofen, 2017.
- Seiffert, Ulrich und Rainer, Gotthard, [Hrsg.].** 2008. *Virtuelle Produktentstehung für Fahrzeug und Antrieb im KFZ, 1. Aufl.* Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2008. ISBN 978-3-8348-0345-0.
- Siebertz, Karl, Van Bebber, David und Hochkirchen, Thomas.** 2010. *Statistische Versuchsplanung - Design of Experiments (DoE).* Berlin : Springer, 2010. ISBN 978-3-642-05492-1.
- Steinhilper †, Waldemar, et al.** 2012. *Konstruktionselemente des Maschinenbaus, 7. Aufl. [Hrsg.] Bernd Sauer.* Berlin : Springer, 2012. Bd. 2. ISBN 978-3-642-24302-8.
- Stoffregen, Jürgen.** 2012. *Motorradtechnik, 8. Aufl.* Wiesbaden : Springer Vieweg, 2012. ISBN 978-3-8348-1716-7.
- Tschöke, Helmut, [Hrsg.].** 2015. *Die Elektrifizierung des Antriebsstranges.* Wiesbaden : Springer Vieweg, 2015. ISBN 978-3-658-04643-9.
- United Nations Economic Commission for Europe.** 2004. *Global technical regulation No. 15. - Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure.* 18. November 2004.
- . 2004. *Global technical regulation No. 2. - measurement procedure for two-wheeled motorcycles equipped with a positive or compression ignition engine with regard to the emission of gaseous pollutants, CO2 emissions and fuel consumption.* 18. November 2004.
- . 2013. *Regulation No. 101. - Uniform provisions concerning the approval of passenger cars powered by an internal combustion engine only, or powered by a hybrid electric power train with regard to the measurement of the emission of carbon dioxide and fuel consumption ...* 27. Jänner 2013.
- US Environmental Protection Agency.** 1978. *EPA Federal Test Procedure. - FTP-75.* 1978.
- . 2008. *EPA Supplemental Federal Test Procedure. - SC03.* 2008.
- Ushijima, Kenshi, et al.** 2001. *Toroidal- type continuously variable transmission for automobiles.* EP 1 136 724 A2 16. März 2001. F16H 15/38.
- VDI- Richtlinie 2157:2012-10.** *Planetengeräte - Begriffe, Symbole, Berechnungsgrundlagen.* Düsseldorf : VDI- Verlag.
- VDI-Richtlinie 2127:1993-02.** *Getriebetechnische Grundlagen; Begriffsbestimmungen der Getriebe.* Düsseldorf : VDI Verlag.
- Volkmar, Jacob.** *Racebike: Wunderlich- BMW S 1000 RR.* PSONline erschienen in Heft 08/2011. [Online] [Zitat vom: 23. August 2016.] <http://www.motorradonline.de/test/racebike-wunderlich-bmw-s-1000-rr/377889>.
- Wallentowitz, Henning und Freialdenhoven, Arndt.** 2011. *Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstranges, 2. überarb. Aufl.* Wiesbaden : Vieweg Teubner, 2011. ISBN 978-3-8348-1412-8.

**Wunderlich GmbH. 2015.** Firma Wunderlich GmbH. [Online] 2015. [Zitat vom: 2017. März 30.]  
<https://www.wunderlich.de/action/konzeptfahrzeuge/r/wunderlich-r-1200-gs-lc-hybrid/>.

**ZF Friedrichshafen AG. 2016.** [Online] 2016. [Zitat vom: 31. August 2016.]  
[https://www.zf.com/corporate/de\\_de/products/product\\_range/cars/cars\\_front\\_axle\\_gear\\_suv.shtml](https://www.zf.com/corporate/de_de/products/product_range/cars/cars_front_axle_gear_suv.shtml).

—, **2017.** [Online] 2017. [Zitat vom: 16. März 2017.]  
[http://www.zf.com/corporate/de\\_de/products/product\\_range/cars/cars\\_8\\_speed\\_automatic\\_transmission.shtml](http://www.zf.com/corporate/de_de/products/product_range/cars/cars_8_speed_automatic_transmission.shtml).

## Glossar

### 3- Wege- Katalysator

Nahe der stöchiometrischen Verbrennung ist es möglich die Motorroh- Abgasekomponenten in Form von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenstoffmonoxid durch weitere Oxidation in die Produkte Wasser und Kohlenstoffdioxid umzuwandeln. Gleichzeitig erfolgt eine Reduktion der Stickoxide zu molekularem Stick- und Sauerstoff. Die Verwendung eines 3- Wege- Katalysator mit Lambda- Regelung führt zu einer essentiellen Reduktion an Schadstoffemissionen, ohne die die heutigen Emissionsvorschriften nicht erreichbar wären. (Eichlseder, 2014)

### 4- Quadranten- Betrieb

E- Motoren die zur Verwendung als Hybridkomponente zum Fahrzeugantrieb vorgesehen sind können im Betrieb alle 4- Quadranten eines ebenen kartesischen Koordinatensystems anfahren. In diesem Koordinatensystem sind die Größen Drehzahl (Abszisse) und Drehmoment (Ordinate) aufgetragen. Demzufolge kann der E- Motor bei positiver, wie negativer Drehzahl und Drehmoment betrieben werden. Dies ermöglicht den Betrieb des E- Motors als Kraft- oder Arbeitsmaschine. (Tschöke, 2015)

### 50- Perzentil- Fahrer

Begriff der Wahrscheinlichkeitstheorie; Wird eine beliebige Verteilung in 100 (lat. per centum – pro Hundert) Teile aufgetrennt, so entspricht ein Perzentil einem Prozent der Verteilung. Das 50- Perzentil umfasst somit, alle jene Anteile der Verteilung die kleiner 50% sind. Bezogen auf eine Normalverteilung der menschlichen Körpergröße, würde dies jene Personen umfassen, die kleiner als der arithmetische Mittelwert sind. Bedingt durch den Geschlechtsdimorphismus des Menschen umfassen Perzentile bezogen auf Männer einen höheren Anteil an Frauen. (Bubb, et al., 2015)

### Bohrschlupf

Berühren sich zwei Bauteile, mit jeweils unterschiedlichen Geschwindigkeitsprofilen in der Berührfläche, so tritt an jenen Stellen an denen der Geschwindigkeitsvektor nicht gleich ist Micro- Schlupf auf.

### Boost- Funktion

Funktion zur Unterstützung der VKM während Phasen stärkerer Beschleunigung.

### Dehnschlupf

Schlupf zufolge der Nachgiebigkeit des Umschlingungsmittels. Bei Kräfteinleitung gemäß des Euler-Eytelwein'schen Prinzips in das Umschlingungsmittel entsteht ein Spannungsgradient in Längsrichtung des Zugmittels. Dieser bewirkt eine veränderliche Dehnung, wodurch Micro- Schlupf im Verhältnis zur vernachlässigbar nachgiebigen Oberfläche des umschlungenen Bauteils auftritt.

### Downsizing

engl. für verkleinern, verringern; Durch Verringerung des Hubraumes in VKM sollen Einsparungen bei Kraftstoffverbräuchen erreicht werden. Eine Kompensation der, durch Verkleinerung des Hubraums, verringerten Leistung erfolgt durch Abgasturboaufladung, auch in Verbindung mit Ladeluftkühlung, Minimierung der motorinternen Reibung, ...

### Downspeeding

engl. für verzögern, verringern; Es erfolgt eine Verlagerung des Motorbetriebspunktes von höherer Drehzahl und niedriger Last zu niedriger Drehzahl und höherer Last. Diese Verlagerung bringt eine Verringerung des spez. Kraftstoffverbrauches mit sich, der abhängig vom Betriebspunkt ist. (Fischer, et al., 2012)

### effektive Größe

Effektiv bezieht sich in Zusammenhang mit Verbrennungskraftmaschinen auf eine an der Kupplung gemessene Größe.

### EVT

Von (Wallentowitz, et al., 2011) verwendeter Begriff für ein IVT, das als Variator eine Generator- E-Motor- Kombination einsetzt und somit die Drehmoment-Drehzahlwandlung elektrisch bewerkstelligt.

### FTP- 75

Fahrzyklus der United States Environment Protection Agency (staatliche Umweltbehörde), maßgeblich für die Homologationsverfahren in den Vereinigten Staaten von Amerika, dynamisches Fahrverhalten

### Indizieren, indizierte Größe

Bezeichnet die kurbelwinkelaufgelöste Aufzeichnung einer Messgröße an Verbrennungsmotor. So ist bspw. der Brennraumdruck eine Messgröße die sich in Zusammenhang mit dem Volumen und damit dem Kurbelwinkel ändert.

### abgedichtete Kette

Im Sekundärtrieb von Motorrädern werden überwiegend abgedichtete Rollenketten zum Antrieb des Hinterrades verwendet, um das Eindringen von Wasser und Verschmutzungen zwischen Bolzen und Hülse zu verhindern. So wird Korrosion, verstärkter Verschleiß sowie das Auswaschen von Schmiermittel verhindert und dies trägt zur längeren Lebensdauer in rauer Umgebung bei. Die Abdichtung erfolgt durch Elastomer-Ringe mit O- und X-

förmigem Querschnitt, aus dem sich auch die umgangssprachlichen Bezeichnungen für O- und X- Ring- Kette ableiten.

### **Latsch**

Reifenauflandfläche am Untergrund

### **Norm- Betriebsbereitschaft**

Index *viro* engl. für **vehicle in running order**; Bezeichnet ein Fahrzeug mit sämtlichen zum Betrieb nötigen Flüssigkeiten (Motoröl, Kühl-, Batterieflüssigkeit, ev. Schmieröl für 2T, ...) befüllt und mit mindestens 90%-vol. gefülltem Kraftstofftank. Ebenso einem Fahrer mit  $75 \pm 2 \text{ kg}$  Körpergewicht.

### **Oberkörperposition**

Mit Hilfe der Oberkörperposition kann der Fahrer den Winddruck regulieren, indem er sich auf den entstehenden „Luftposter“ legt und so zur Be- und Entlastung der Arme beitragen. Insbesondere im Rennsport ist das weite Beugen über den Tank weit verbreitet, um so den Luftwiderstand größtmöglich zu minimieren.

### **Package**

*Package* engl. für Einheit, Baugruppe auch Paket, Gehäuse; Im Bereich der Fahrzeugtechnik sehr universell verwendeter Begriff der zum einen die volumetrische Ausdehnung einer Baugruppe (Motor, Getriebe, ...) umfasst, andererseits auch auf die Bauteilmasse bezogen werden kann. In beiden Fällen umfasst dieser Begriff ein Maß für die jeweilige Größe. *Packaging* umfasst auch die bewusste Anordnung verschiedener Bauteile- und Gruppen in einem begrenzten Bauraum, um diesen bestmöglich auszunutzen.

### **sequentiell**

Arbeitsweise des Getriebes bei der die Stufen nur in einer bestimmten Reihenfolge (auf- oder absteigend) gewechselt werden können. Überspringen einzelner Stufen ist nicht möglich

### **Standardantrieb**

bezeichnet eine Anordnung der VKM als Längsmotor vorne im mehrspurigen Fahrzeug, mit angeflanschem Getriebe und angetriebener Hinterachse

### **Torus**

geometrische Form die durch ziehen eines Kreises entlang einer kreisförmigen Leitkurve entsteht. Alltagsgegenstände die näherungsweise eine Torus- Form aufweisen sind bspw. Rettungsringe.

### **Triebsatzschwinge**

Bei dieser Bauweise des Antriebes werden sowohl Motor, als auch Kupplung und Getriebe in der Hinterradschwinge verbaut. In Motorrollern mit schwächerer Motorisierung werden vielfach Fliehkraftkupplungen und riemengetriebene CVT mit Elastomer- Umschlingungsmittel verbaut. Der gesamte Antrieb ist vielfach in einem Gehäuse untergebracht und somit von Umwelteinflüssen wie Verschmutzung und Nässe weitgehend getrennt.





Master - Arbeit

Alexander POHN, BSc

**» SIMULATION VON GETRIEBE- KONZEPTEN FÜR KTM  
MOTORRÄDER IM HINBLICK AUF AUTOMATISIERUNG  
UND ANBINDUNG VON HYBRIDANTRIEBEN**

Anhang

# Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis .....	I
Formelzeichen .....	III
Indizes .....	V
Abkürzungen .....	VI
Anhang A           Theoretische Grundlagen.....	A-1
A.1    Definition der Übersetzungen in einem konventionellen Motorradantriebsstrang.....	A-1
A.2    Herleitung der reduzierten Masse und des Drehmassenzuschlagfaktors .....	A-2
A.3    Herleitung der Standübersetzung .....	A-3
A.4    Herleitung der Willis- Gleichung .....	A-3
A.5    Kenngrößen der Verbrennungskraftmaschine.....	A-4
A.6    Over-Drive .....	A-5
Anhang B           Berechnung .....	B-6
B.1    GT SUITE von Gamma Technologies, LLC.....	B-6
B.2    Basismodell .....	B-7
B.3    Fahrzeugmodell mit Getriebekomponenten .....	B-9
B.4    Fahrzeugmodell zur Schaltpunktoptimierung.....	B-11
B.5    Hybrid- Motorrad- Modell.....	B-13
B.6    Driver- Template .....	B-14
B.7    Wiederkehrende Unterbaugruppen .....	B-16
B.8    Kennfeld Extra- und Interpolation mit MATLAB <sup>®</sup> .....	B-23
Anhang C           Eingangsdaten für Simulation .....	C-35
C.1    Fahrzyklen .....	C-36
C.2    Erhöhung der Spreizung.....	C-42
Anhang D           Simulationsergebnisse .....	D-44
D.1    Aufbau und Beschreibung der Simulationsprotokolle .....	D-44
D.2    Inhaltsverzeichnis der digital verfügbaren Simulationsergebnisse.....	D-45
Anhang E           Fahrzeugdaten KTM 1290 SUPER DUKE GT.....	E-46
E.1    Allgemeine Maße und Gewichte des Fahrzeuges .....	E-47
E.2    Leistungsdaten und geometrische Abmaße des Verbrennungsmotors .....	E-48
E.3    Daten der Kupplung .....	E-48
E.4    Getriebe – Übersetzungsverhältnisse und Wirkungsgrade .....	E-49
E.5    Getriebe – Trägheiten .....	E-49
E.6    Triebstrang .....	E-50
E.7    Bordnetz .....	E-50

E.8	Motorkennlinien unter Vollast.....	E-51
E.9	Motorkennfelder.....	E-52
	Tabellenverzeichnis des Anhanges.....	E-56
	Abbildungsverzeichnis des Anhanges.....	E-57
	Literaturverzeichnis des Anhanges .....	E-58

## Formelzeichen

$x, s$	$m$	Weg, Fahrzeug- Längskoordinate nach vorne positiv
$\dot{x}, v$	$m/s$	1. Ableitung des Weges nach der Zeit, Geschwindigkeit
$\ddot{x}, a$	$m/s^2$	2. Ableitung des Weges nach der Zeit, Beschleunigung
$\alpha_S$	$^\circ$	Steigungswinkel der Fahrbahn
$k$	#	fortlaufende Nummer, z.B. zur Nummerierung der Getriebestufen
$k + k_r$	#	Anzahl an Vor- und Rückwärtsfahrstufen
$F$	$N$	Kraft; mit Index verwendet
$M$	$Nm, Nmm$	Drehmoment; mit Index verwendet
$P$	$W, kW, (PS)$	Leistung
$n_{idle}$	$1/min$	Leerlaufdrehzahl
$n_{rat}$	$1/min$	Motordrehzahl im Nennleistungspunkt
$n_{esl}$	$1/min$	Drehzahl bei Erreichen des Drehzahlbegrenzers
$m_{viro}$	$kg$	Fahrzeugmasse in Norm- Betriebsbereitschaft
$m_{Fzg}$	$kg$	Fahrzeugmasse
$\lambda_{m,\theta}$	–	Drehmassenzuschlagfaktor
$\varepsilon_{el}$	–	Leistungsverhältnis von Verbrennungskraftmotor zu Elektromotor bei Hybridantrieben
$a$	$mm$	Achsabstand
$b$	$mm$	tragende Breite für Zähne, WNV, ...
$c$	$mm$	Kopfspiel
$d_{\#}$	$mm$	Teilkreisdurchmesser
$d_{a\#}$	$mm$	Kopfkreisdurchmesser
$d_{f\#}$	$mm$	Fußkreisdurchmesser
$d_{b\#}$	$mm$	Grundkreisdurchmesser
$d_{w\#}$	$mm$	Betriebswälzkreisdurchmesser
$m$	–	Modul
$\lambda_{k,k+1}$	–	Zahnbreitenverhältnis
$i$	–	Übersetzung; Übersetzungsverhältnis
$i_0$	–	Standübersetzung von Planetengetrieben
$\varphi_G$	–	Spreizung oder Verstellbereich
$\varphi_{k,k+1}$	–	Stufensprung

$\psi_{k,k+2}$	–	Progressionsfaktor
$\varepsilon$	–	Verdichtungsverhältnis
$p_j$ ; <i>BMEP</i>	$N/m^2, bar$	Mitteldruck, je nach Index; effektiver Mitteldruck
$V_h$	$cm^3, dm^3$	Hubvolumen
$V_c$	$cm^3, dm^3$	Kompressionsvolumen
$\lambda$	–	Luftverhältnis
$L_{st}$	$kg\ Luft / kg\ BrSt$	stöchiometrischer Luftbedarf
$m_L, \dot{m}_L$	$kg, kg/h$	Masse der Luft; Luftmassenstrom
$b_h$ ; $\dot{m}_B$	$g/h, kg/h$	stündlicher Kraftstoffverbrauch; Kraftstoffmassenstrom
$b_e$ ; <i>BSFC</i>	$g/kWh$	spez. Kraftstoffverbrauch

## Indizes

<i>A</i>	longitudinal auftretende Kräfte am Fahrzeug
<i>c</i>	auf das Kompressionsvolumen bezogen
<i>esl</i>	auf die Drehzahlbegrenzung bezogen
<i>e</i>	effektiv, synonym zu eff. , {siehe <b>Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.</b> }
<i>f</i>	front
<i>Fzg</i>	das Gesamtfahrzeug betreffend, auf Gesamtfahrzeug bezogen
<i>h</i>	auf den Hubraum bezogen oder stündlich
<i>i</i>	indiziert, {siehe <b>Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.</b> }
<i>idle</i>	Leerlauf
<i>j</i>	Index
<i>k</i>	fortlaufende Nummer, 1,2,3, ... z.B. zur Nummerierung der Getriebestufen
$k + k_r$	Anzahl an Vor- und Rückwärtsfahrstufen
<i>L</i>	lateral auftretende Kräfte am Fahrzeug
$m / \theta$	translatorisch/ rotatorisch
<i>prim</i>	den Primärtrieb betreffend; Übersetzung zwischen Kurbelwelle und Kupplungskorb
<i>prim_k_sek</i>	Antriebsstrang; in Verbindung mit Übersetzungen, Gesamtübersetzung des Antriebsstranges im $k$ -ten Gang
<i>r</i>	rear
<i>rat</i>	rated, den Nennbetriebspunkt betreffend, im Nennbetriebspunkt
<i>sek</i>	den Sekundärtrieb betreffend; Übersetzung zwischen Getriebeabtriebswelle und der Antriebswelle des Hinterrades
<i>viro</i>	auf die Norm- Betriebsbereitschaft bezogen
<i>Z</i>	Kraft in Richtung der z- Koordinate, bspw. Radaufstandskraft

## Abkürzungen

2T	two stroke	2- Takt
4T	four stroke	4- Takt
ABS	<b>anti- lock braking system</b>	<b>Anti- Blockier- System</b>
AC	<b>alternating current</b>	Wechselstrom
AT	<b>Automatic Transmission</b>	Automatikgetriebe
AMT	<b>Automated Manual Transmission</b>	automatisiertes Schaltgetriebe
BEV	<b>Battery Electric Vehicle</b>	batteriebetriebenes Elektrofahrzeug
BMEP	<b>Brake Mean Effective Pressure</b>	effektiver Mitteldruck <sup>1</sup>
BSFC	<b>Brake Specific Fuel Consumption</b>	spez. Kraftstoffverbrauch
BrSt	fuel	<b>Brennstoff</b>
CaNr	<b>Case Number</b>	Nummer der Einzelfallbetrachtung in GT SUITE
CFD	<b>Computational Fluid Dynamics</b>	numerische Strömungsmechanik
COG	<b>centre of gravity</b>	Schwerpunkt
const.	constant	nicht veränderlich, konstant; synonym verwendet mit konst.
CVT	<b>Continuously Variable Transmission</b>	stufenloses Getriebe begrenzter Spreizung
CVTbd	<b>Continuously Variable Transmission – belt driven</b>	Umschlingungsmittelgetriebe
DC	<b>direct current</b>	Gleichstrom
DCT	<b>Double Clutch Transmission</b>	Doppel- Kupplungs- Getriebe
dyn.	<b>dynamic</b>	<b>dynamisch</b>
ECU	<b>Engine Control Unit</b>	Motorsteuergerät
eff.	<b>effective</b>	<b>effektiv; {siehe Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.}</b>
esl	<b>engine speed limiter</b>	Motordrehzahlbegrenzer
elektr.	electrical	elektrisch
ETT	<b>Extroid Transmission</b>	Halb- Toroid- Getriebe
E&V	emission and fuel consumption criterion	Wertungskriterium <b>Emissionen</b> und <b>Verbrauch</b>
FLD	vehicle's longitudinal dynamic criterion	Wertungskriterium <b>Fahrzeuglängsdynamik</b>
FMEP	<b>Friction Mean Effective Pressure</b>	Reibmitteldruck
FTP-75	<b>Federal Test Procedure cycle</b>	Fahrzyklus der US Environmental Protection Agency
FTT	<b>Fully Toroidal Transmission</b>	<b>Voll- Toroid- Getriebe</b>
FZG, Fzg	vehicle	<b>Fahrzeug</b>
Hpt	main	<b>Haupt-</b>

<sup>1</sup> siehe Anhang A

ICE	internal <b>combustion engine</b>	Verbrennungskraftmaschine od. Verbrennungskraftmotor; siehe auch VKM
IVT	<b>I</b> nfinately <b>V</b> ariable <b>T</b> ransmission	stufenloses Getriebe unbegrenzter Spreizung
ISG	<b>I</b> ntegrated <b>S</b> tarter <b>G</b> enerator	<b>I</b> ntegrierter <b>S</b> tarter- <b>G</b> enerator
konv.	conventional	<b>k</b> onventionell
KrSt	fuel	<b>K</b> raftstoff
KW	crankshaft	<b>K</b> urbelwelle
KTM_CC	<b>K</b> TM <b>C</b> ity <b>C</b> ycle	KTM interner Stadtzyklus <sup>2</sup>
KTM_RC	<b>K</b> TM <b>R</b> ural <b>C</b> ycle	KTM interner Zyklus für Überlandfahrten <sup>3</sup>
li	left	<b>l</b> inks
MT	<b>M</b> anual <b>T</b> ransmission	konventionelles Schaltgetriebe
MGT	<b>M</b> ulti- <b>G</b> roup <b>T</b> ransmission	Mehr- Gruppenschaltgetriebe
MSC	<b>M</b> otorcycle <b>S</b> tability <b>C</b> ontrol	Motorrad Stabilitäts Kontrolle (ugs. Kurven-ABS)
NA	naturally aspirated	frei ansaugend, in Verbindung mit Verbrennungskraftmotoren
NEDC	<b>N</b> ew <b>E</b> uropean <b>D</b> riving <b>C</b> ycle <sup>4</sup>	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NHV	<b>N</b> oise <b>V</b> ibration <b>H</b> arshness	Geräusch Vibration Rauheit <sup>5</sup>
NKW	commercial vehicle (vehicle class M <sub>2</sub> , M <sub>3</sub> , N#)	<b>N</b> utz <b>k</b> raft <b>w</b> agen (Fahrzeugklasse M <sub>2</sub> , M <sub>3</sub> , N#)
NW	camshaft	<b>N</b> ockenwelle
OT	top dead center	<b>o</b> berer <b>T</b> otpunkt
PHEV	<b>P</b> lug- <b>I</b> n <b>H</b> ybrid <b>E</b> lectric <b>V</b> ehicle	Plug- In Hybridfahrzeug
PKW	passenger car (vehicle class M <sub>1</sub> )	<b>P</b> ersonen <b>k</b> raft <b>w</b> agen (Fahrzeugklasse <sup>6</sup> M <sub>1</sub> )
re	right	<b>r</b> echts
REEV	<b>R</b> ange <b>E</b> xtended <b>E</b> lectric <b>V</b> ehicle	Elektrofahrzeug mit Range Extender
rpm	revolutions <b>p</b> er <b>m</b> inute	Umdrehungen pro Minute
RWDR	radial shaft seal	<b>R</b> adial <b>w</b> ellend <b>i</b> chtring
SHF	<b>s</b> haft	Wellen- Template in GT SUITE
SOC	<b>s</b> tate <b>o</b> f <b>c</b> harge	Ladezustand der Traktionsbatterie
stat.	<b>s</b> tatic	<b>s</b> tatisch
SubAss	<b>S</b> ub <b>a</b> ssembly	Teilmodell in GT SUITE
SWa	shift drum	<b>S</b> chalt <b>w</b> alze
TC	turbo <b>c</b> harged	Turboaufladung, in Verbindung mit Verbrennungskraftmotoren
TCU	<b>T</b> ransmission <b>C</b> ontrol <b>U</b> nit	Getriebesteuergerät
UC#G	<b>U</b> nit <b>C</b> ontrolled <b>k</b> <b>G</b> ear	Per Steuergerät generierte k Gänge; nur als Zusatz
UT	Lower/bottom dead center	<b>u</b> nterer <b>T</b> otpunkt

---

<sup>2</sup> siehe Anhang B

<sup>3</sup> siehe Anhang B

<sup>4</sup> Regulation No. 101 (United Nations Economic Commission for Europe, 2013)

<sup>5</sup> Entwicklungsbereich der FZG- Technik; Analyse des Schwingungsverhalten und der Geräuschentwicklung

<sup>6</sup> Richtlinie 2007/46/EG (Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften, 2007)

VKM	internal combustion engine		<b>Verbrennungskraftmaschine od. Verbrennungskraftmotor</b>
VZ	gearing		<b>Verzahnung</b>
WLTP	<b>Worldwide harmonized vehicles Test Procedure</b> <sup>7</sup>	Light	weltweit harmonisierter Prüfzyklus für Personenkraftwagen und leichte Nutzfahrzeuge
WMTC	<b>World harmonized Motorcycle Test Cycle</b> <sup>8</sup>		weltweit einheitlicher Prüfzyklus für Krafträder
wot	<b>wide open throttle</b>		voll geöffnete Drosselklappe, Volllast
ZR	gear wheel		<b>Zahnrad</b>
Spt	<b>Split- Gear</b>		<b>Split- Getriebe</b>
Rng	<b>Range- Gear</b>		<b>Range - Getriebe</b>

Eine Ziffer vor den Abkürzungen AT, AMT, DCT, MT weist auf die Stufenanzahl  $k$  Vorwärtsgängen hin.

<sup>7</sup> Global technical regulation No. 15 (United Nations Economic Commission for Europe, 2004)

<sup>8</sup> Global technical regulation No. 2 (United Nations Economic Commission for Europe, 2004)

## Anhang A Theoretische Grundlagen

### A.1 Definition der Übersetzungen in einem konventionellen Motorradantriebsstrang

Die Übersetzung des Primärtriebes (Kurbelwelle auf Vorgelegewelle des Getriebes) wird definiert mit:

$$i_{prim} = \frac{-Z_{VglW}}{Z_{KWprim}} = \frac{\omega_{Mot}}{\omega_{VglW}}$$

Der eingelegten Gangstufe mit:

$$i_{\#} = \frac{-Z_{\#AbtW}}{Z_{\#VglW}} = \frac{\omega_{VglW}}{\omega_{AbtW}}$$

Des Sekundärtriebes (Getriebeabtriebswelle auf Zahnkranz des Hinterrades) mit:

$$i_{sek} = \frac{Z_{sekKr}}{Z_{sekRi}} = \frac{\omega_{sekRi}}{\omega_{sekKr}}$$

Woraus sich die Übersetzung des gesamten Antriebsstranges zu

$$i_{ges} = i_{prim} \cdot i_{\#} \cdot i_{sek} = \frac{\omega_{Mot}}{\omega_{Rad}}$$

ergibt.

## A.2 Herleitung der reduzierten Masse und des Drehmassenzuschlagfaktors

Herleitung in Anlehnung an (Naunheimer, et al., 2007)

Exemplarisch am Beispiel der Kurbelwelle mit bekanntem Massenträgheitsmoment  $\theta_{KW}$  die mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{KW}$  rotiert, soll diese auf die Räder mit der translatorischen Geschwindigkeit  $v_x$  reduziert werden. Dazu macht man sich zu nütze, dass die Energie gleich bleibt.

$$m_{red,\theta\#} \cdot \frac{v_x^2}{2} = \theta_{KW} \cdot \frac{\omega_{Mot}^2}{2}$$

Die Übersetzungen der einzelnen Getriebe- und Verzahnungsstufen können dabei aus A.1 entnommen werden.

Unter Zuhilfenahme der Bewegungsgleichung für Kreisbewegungen

$$v_x = r_{dyn} \cdot \omega_{Rad}$$

ergibt sich durch einsetzen

$$m_{red,\theta\#} \cdot r_{dyn}^2 \cdot \omega_{Rad}^2 = \theta_{KW} \cdot i_{prim}^2 \cdot i_{\#}^2 \cdot i_{sek}^2 \cdot \omega_{Rad}^2$$

$$m_{red,\theta\#} = \theta_{KW} \cdot \frac{i_{prim}^2 \cdot i_{\#}^2 \cdot i_{sek}^2}{r_{dyn}^2}$$

das auf das Rad reduzierte Massenträgheitsmoment.

Alle nicht mit Radwinkelgeschwindigkeit rotierenden Bauteile des Antriebsstranges können so auf ebendiese bezogen werden.

Der Drehmassenzuschlagfaktor bezeichnet den Anteil der  $\Sigma$  rotatorischen bezogen auf den Anteil der  $\Sigma$  translatorischen Massen  $m_{Fzg}$ .

$$\lambda_{m,\theta} = 1 + \frac{m_{red,\theta\#}}{m_{Fzg}}$$

### A.3 Herleitung der Standübersetzung

Herleitung in Anlehnung an (Lohmann, Nachdruck 2009)

Ausgehend von der mathematischen Definition der Übersetzung, lässt sich für die Standübersetzung ableiten

$$i_0 = \frac{\omega_{(1;So)}}{\omega_{(2;H)}} = \frac{n_{(1;So)}}{n_{(2;H)}} = \frac{Z_{(2;H)}}{Z_{(1;So)}}$$

Da ein Planetengetriebe eine Räderkette darstellt, lassen sich die allgemeinen Beziehungen von Zahnradpaaren anwenden. Die Übersetzung von Sonnenrad auf Planetenrad wird beschrieben durch

$$i_{S_P} = -\frac{Z_{(3;P)}}{Z_{(1;So)}}$$

von Planet auf Hohlrad

$$i_{P_Ho} = -\frac{Z_{(2;Ho)}}{Z_{(3;P)}}$$

Da es sich um eine Räderkette handelt, ergibt sich

$$i_{S_Ho} = -\frac{Z_{(3;P)}}{Z_{(1;So)}} \cdot -\frac{Z_{(2;Ho)}}{Z_{(3;P)}} = \frac{n_{(1;So)}}{n_{(3;P)}} \cdot \frac{n_{(3;P)}}{n_{(2;H)}}$$

$$i_{S_Ho} = \frac{Z_{(2;H)}}{Z_{(1;So)}} = \frac{n_{(1;So)}}{n_{(2;H)}} = i_0$$

q.e.d.

### A.4 Herleitung der Willis- Gleichung

Willis- Gleichung nach Robert Willis, englischer Ingenieur (\*1800 - † 1875)

Herleitung in Anlehnung an (Müller, 1998) und (Lohmann, Nachdruck 2009)

Wie bereits ursprünglich durch Willis formuliert, teilt op. cit. die Drehbewegung des PG in die Teilbewegungen, Wälzfall mit  $n'_{So}, n'_H, n'_S$  und Blockumlauf mit  $n''_{So}, n''_H, n''_S$  auf, für die gilt

$$n_i = n'_i + n''_i$$

Für den Blockumlauf erhält man

$$n''_{So} = n''_H = n''_S$$

gilt. Zusammengefasst ergibt sich

$$\begin{aligned} n_{So} &= n'_{So} + n_s \\ n_H &= n'_H + n_s \end{aligned}$$

Durch umformen und einsetzen in die Standübersetzung (die den Wälzfall beschreibt), lässt sich

$$i_0 = \frac{n'_{So}}{n'_H} = \frac{n_{So} - n_s}{n_H - n_s}$$

formulieren.

Durch ausmultiplizieren und herausheben nach den Drehzahlen ergibt sich,

$$n_{S0} - n_s \cdot (1 - i_0) - n_H \cdot i_0 = 0$$

die Willis- Gleichung.

### A.5 Kenngrößen der Verbrennungskraftmaschine

Herleitung in Anlehnung an (Eichlseder, 2014), hier nur für 4Takt- Motoren

Aus der Geometrie abgeleitetes Verhältnis von Volumen des Brennraumes bei Kolben in UT zu Volumen bei Kolben in OT (Kompressionsvolumen).

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

Die während eines Arbeitsspieles verrichtete Arbeit, lässt sich auf den Hubraum beziehen. Durch die sich ergebende Einheit liegt die Benennung als Druck nahe.

$$p_m = \frac{\oint p dV}{V_h} = \frac{W_m}{V_h}$$

Je nach Index  $m$  wird dabei von einem anderen Mitteldruck gesprochen.

Durch Indizierung {siehe Glossar} des Druckes im Brennraum lässt sich die vom Arbeitsgas an den Kolben abgegebene Arbeit, errechnen. Die erhaltene Größe  $p_i$  wird indizierter Mitteldruck (*BMIP*) genannt.

Wird die an der Kupplung verrichtete Arbeit auf das Hubvolumen bezogen, so spricht man von effektivem Mitteldruck  $p_e$  (*BMEP*). Die auftretende Differenz in den Arbeiten geht indes als Reibung verloren und ergibt auf den Hubraum bezogen, den Reibmitteldruck  $p_r$  (*FMEP*).

$$p_r = p_i - p_e \\ FMEP = BMIP - BMEP$$

Es besteht somit ein direkter Zusammenhang zwischen Mitteldruck in Drehmoment, der in nachfolgender Beziehung dargestellt wird.

$$M_{d,m} = \frac{V_h \cdot p_m}{4 \cdot \pi}$$

Für die Leistung lässt sich durch einsetzen in

$$P = M \cdot \omega$$

unter Berücksichtigung der Einheiten für Drehzahl  $n$  in  $1/min$ , Mitteldruck  $p_m$  in *bar* und Hubvolumen  $V_h$  in  $dm^3$  schreiben

$$P_m = \frac{V_h \cdot p_m \cdot n}{1200}$$

Weiters von Bedeutung ist die Größe des spezifischen Kraftstoffverbrauches  $b_e$  (BSFC) bei dem der verbrauchte Kraftstoffmassenstrom auf die effektive Leistung bezogen wird.

$$b_e = \frac{\dot{m}_b}{P_e} = \frac{b_h}{P_e}$$

### A.6 Over-Drive

Eine weit verbreitete Vorgehensweise zur Auslegung der schnellsten Fahrstufe ist es, das Zugkraftmaximum im betreffenden Gang mit der Hyperbel der Maximalleistung zusammen fallen zu lassen. In dieser Konfiguration wird bei Höchstgeschwindigkeit die größte verfügbare Zugkraft des eingelegten Ganges genützt. Die Auslegung eines Over-Drive-Ganges ist dadurch charakterisiert, dass die Höchstgeschwindigkeit bei einer geringeren als der Drehzahl bei maximaler Motorleistung erreicht wird. Dies bedeutet der Motor dreht langsamer als dies am Punkt maximaler Leistung der Fall wäre. Dies wird auch als unterdrehende Auslegung bezeichnet.

## Anhang B Berechnung

### B.1 GT SUITE von Gamma Technologies, LLC.

GT SUITE ist eine Software- Plattform (CAE) für die Forschung und Entwicklung im Bereich von Fahrzeugen. Der Umfang erstreckt sich dabei von Motorrädern über alle Arten von rad- und kettengetriebenen Landfahrzeugen bis zu Wasser- und Luftfahrzeugen. Der Simulationsumfang kann im Wesentlichen in fünf Bereiche unterteilt werden.

- Integrierte Systeme mit dem Funktionsumfängen Leistung- und Kraftstoff Ökonomie; Hybridsysteme und Elektronik; Energie Management; Steuerung von Simulationen für Modell in Loop (MiL), Software in Loop (SiL) & Hardware in Loop (HiL); Verbindungsmöglichkeiten zu anderer Software
- Thermisches Management mit dem Funktionsumfängen Kühlkreislauf innermotorisch; Kühlung Gesamtfahrzeug; Innenraumkonditionierung; Wärmeenergierückgewinnung; Großraum- Luftkonditionierung
- Mehr- Körper- Systeme mit dem Funktionsumfängen Getriebe; Antriebsstrang; Ventiltrieb; Kurbeltrieb; Steuertrieb; Fahrwerk von Luftfahrzeugen
- Antriebssysteme mit dem Funktionsumfängen Verbrennung und Emission; Druckanalyse an der VKM; Ein- und Auslass- Akustik; Abgasnachbehandlung; CFD-Simulation im Kolbentriebwerk; Triebwerke von Luftfahrzeugen und Gasturbinen; kryogene Fluide und thermische Systeme
- Fluid- Systeme mit dem Funktionsumfängen Hydraulik und Kraftstoff- Einspritzung; Pumpen und Kompressoren; Schmiersysteme; Reibung und Tribologie; Lagerungen; Kraftstoffsysteme von Luftfahrzeugen; Systeme zur Kontrolle von Verdunstungsemissionen und Behältern

(Gamma Technologies, LLC., 2017)

Seitens GT wird im Rahmen des Programmes eine Bibliothek an verschiedensten Bauteil-Vorlagen (Templates) zur Verfügung gestellt. Diese ermöglichen den Aufbau komplexer Systeme durch Setzen von Verbindungen. Um unterschiedliche Detailgrade der Simulation verwirklichen zu können, stehen eine Vielzahl an Templates für die Simulation bereit. Als Beispiel kann die Verbrennungskraftmaschine angeführt werden, die zum einen mittels Kennfelder definiert und zum anderen durch eine Vielzahl an Bauteiltemplates zusammengesetzt werden kann. Der Detaillierungsgrad beeinflusst dabei maßgeblich die Dauer einzelner Simulationen.

B.2 Basismodell

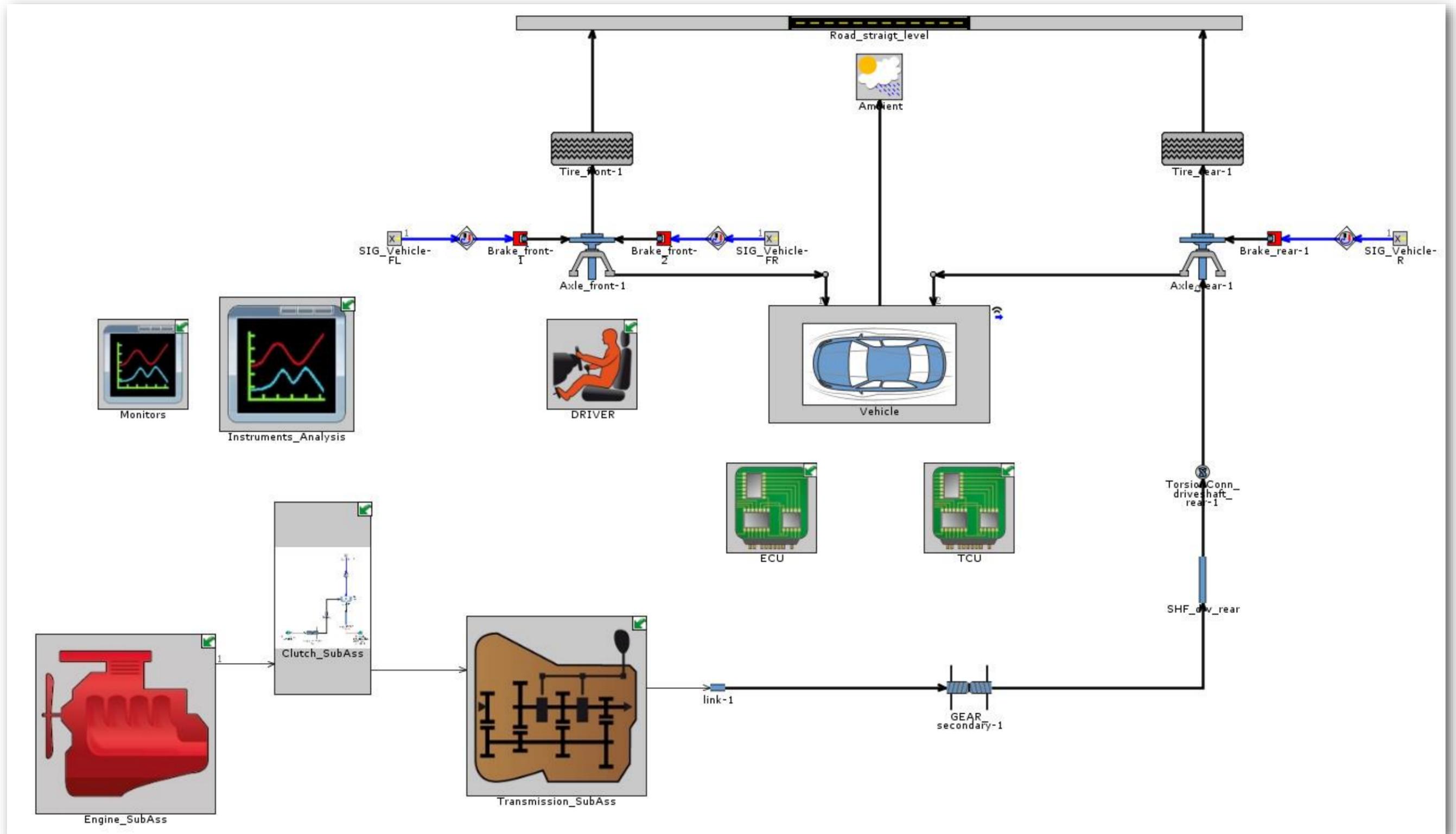


Abbildung App B-1; Basismodell KTM 1290 SUPERDUKE GT

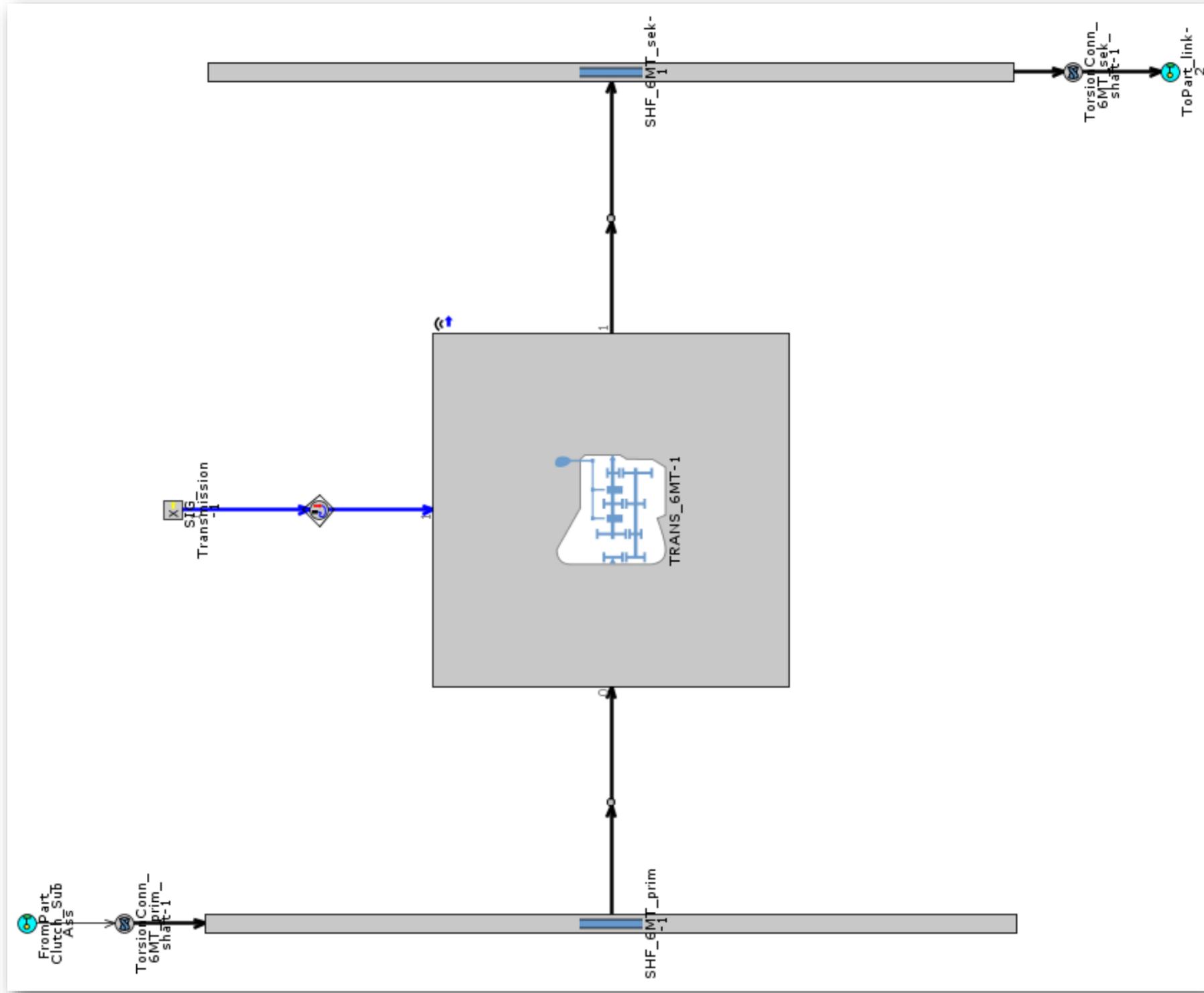


Abbildung App B-2; Aufbau des Getriebes im Basismodell

B.3 Fahrzeugmodell mit Getriebekomponenten

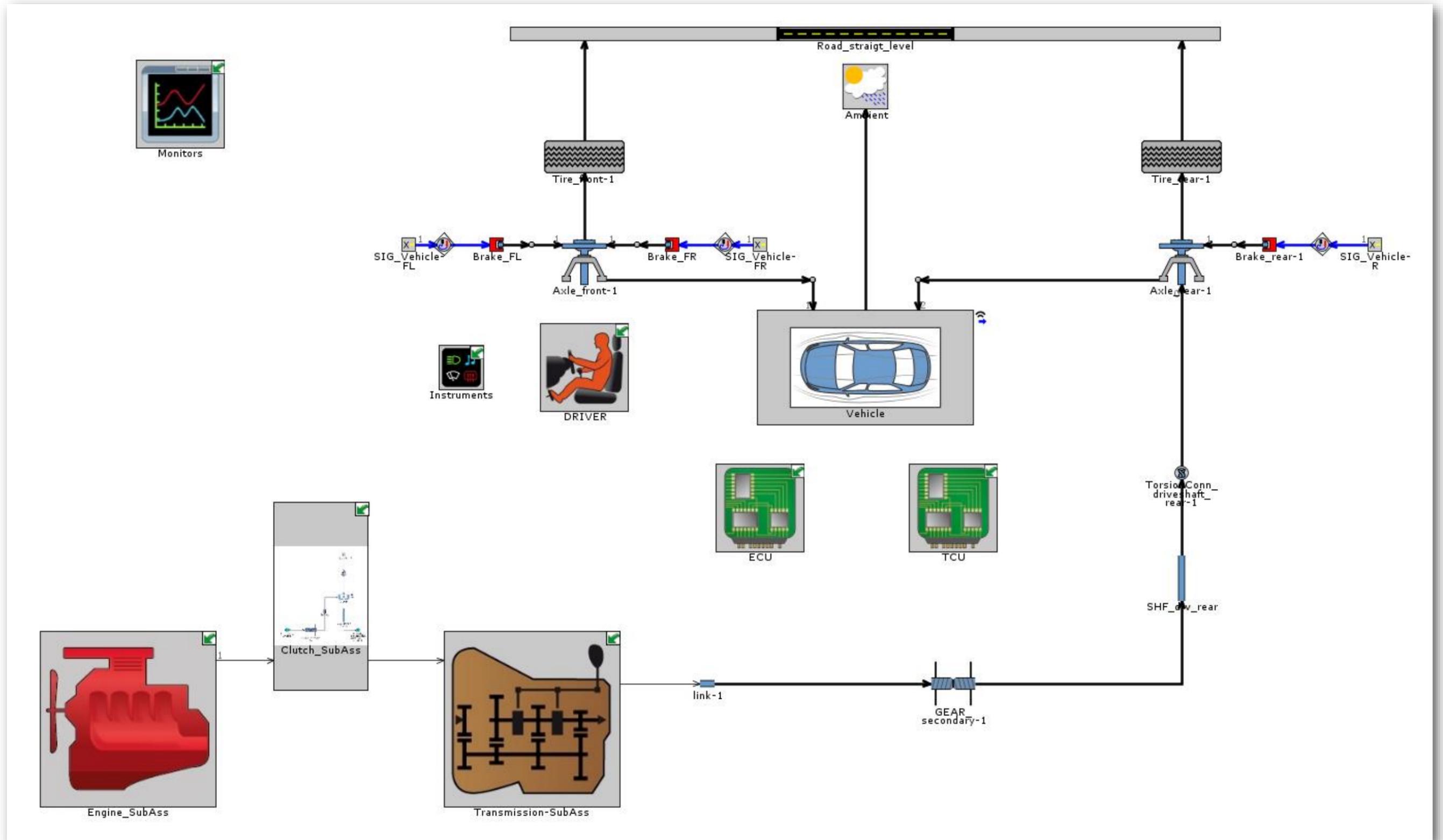


Abbildung App B-3; Fahrzeugmodell mit modellierten Getriebekomponenten der KTM 1290 SUPERDUKE GT

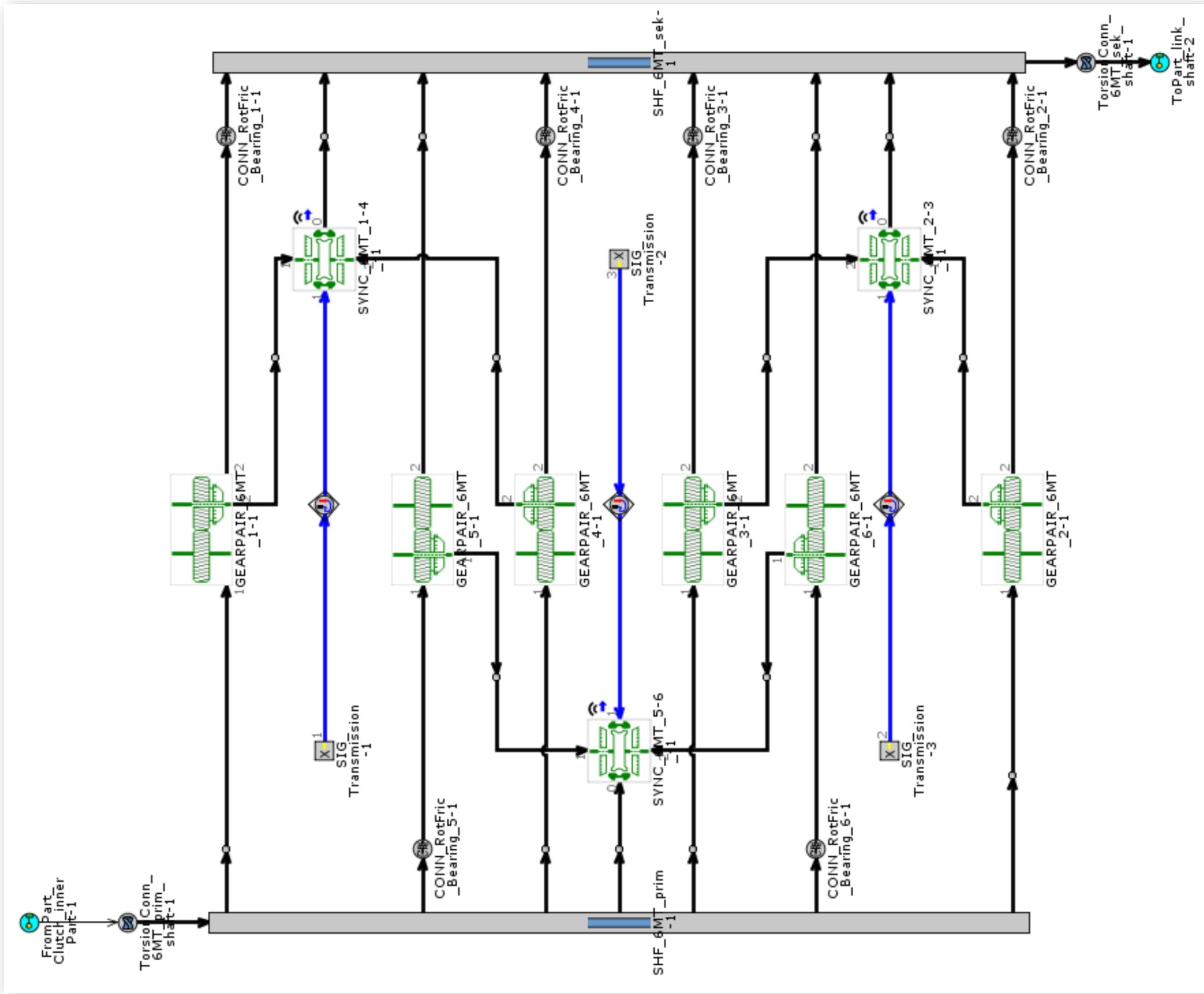


Abbildung App B-4; Getriebe in Einzelbauteilen mit Templates des Transmission- SubAss

B.4 Fahrzeugmodell zur Schaltpunktoptimierung

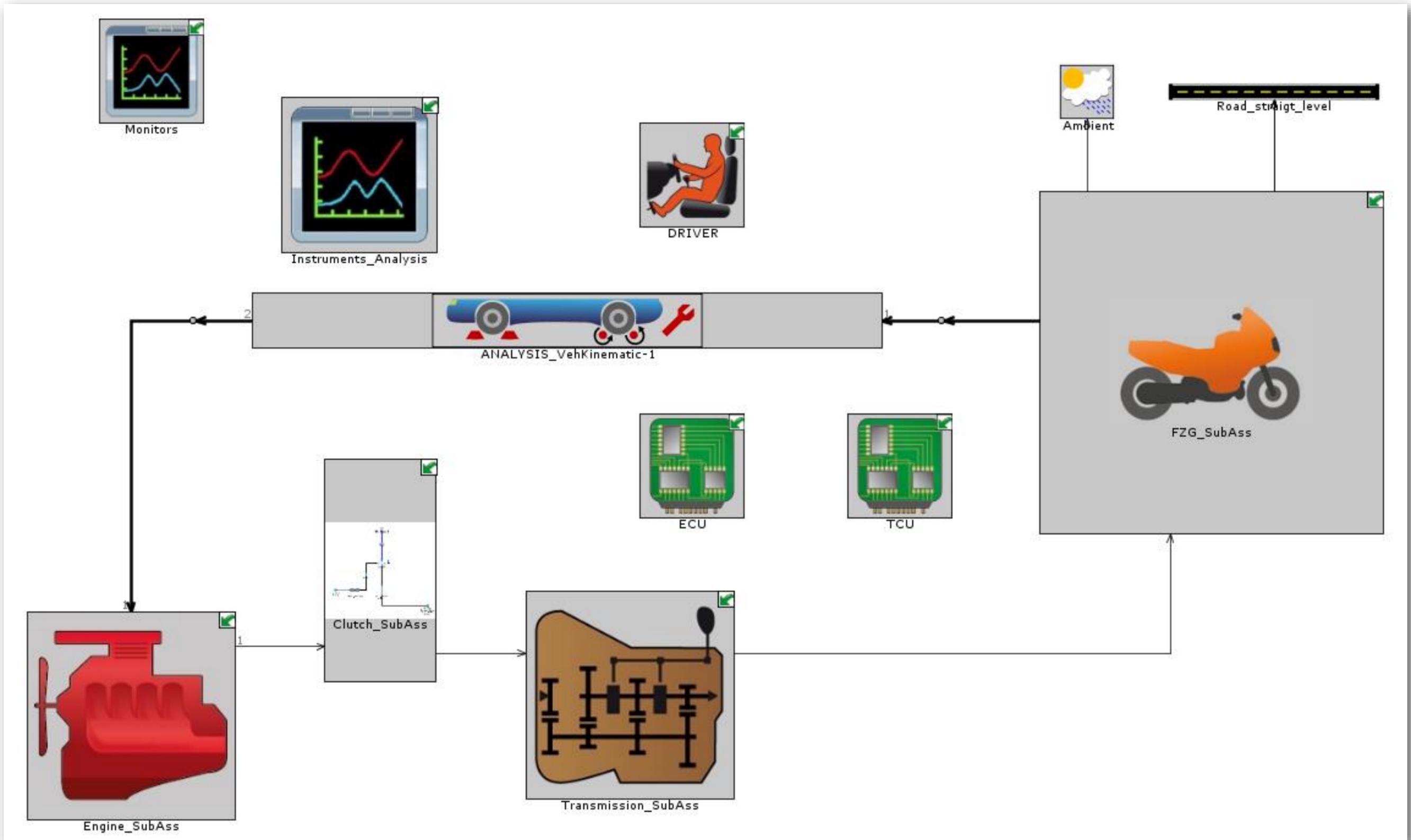


Abbildung App B-5; Fahrzeugmodell mit Analyse- Template zur Schaltpunktoptimierung

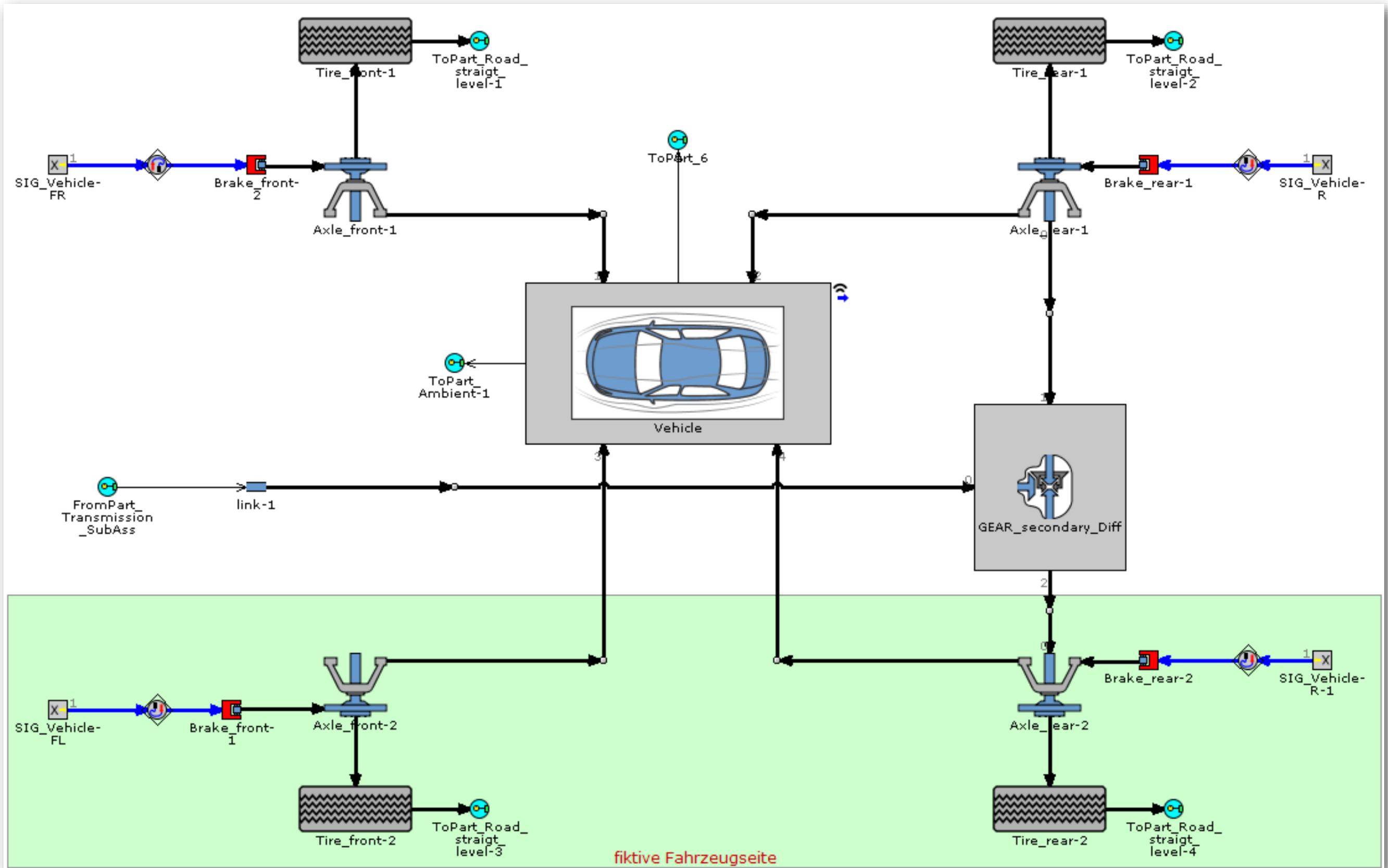


Abbildung App B-6; geänderte FZG- Unterbaugruppe für die Schaltpunktanalyse

B.5 Hybrid- Motorrad- Modell

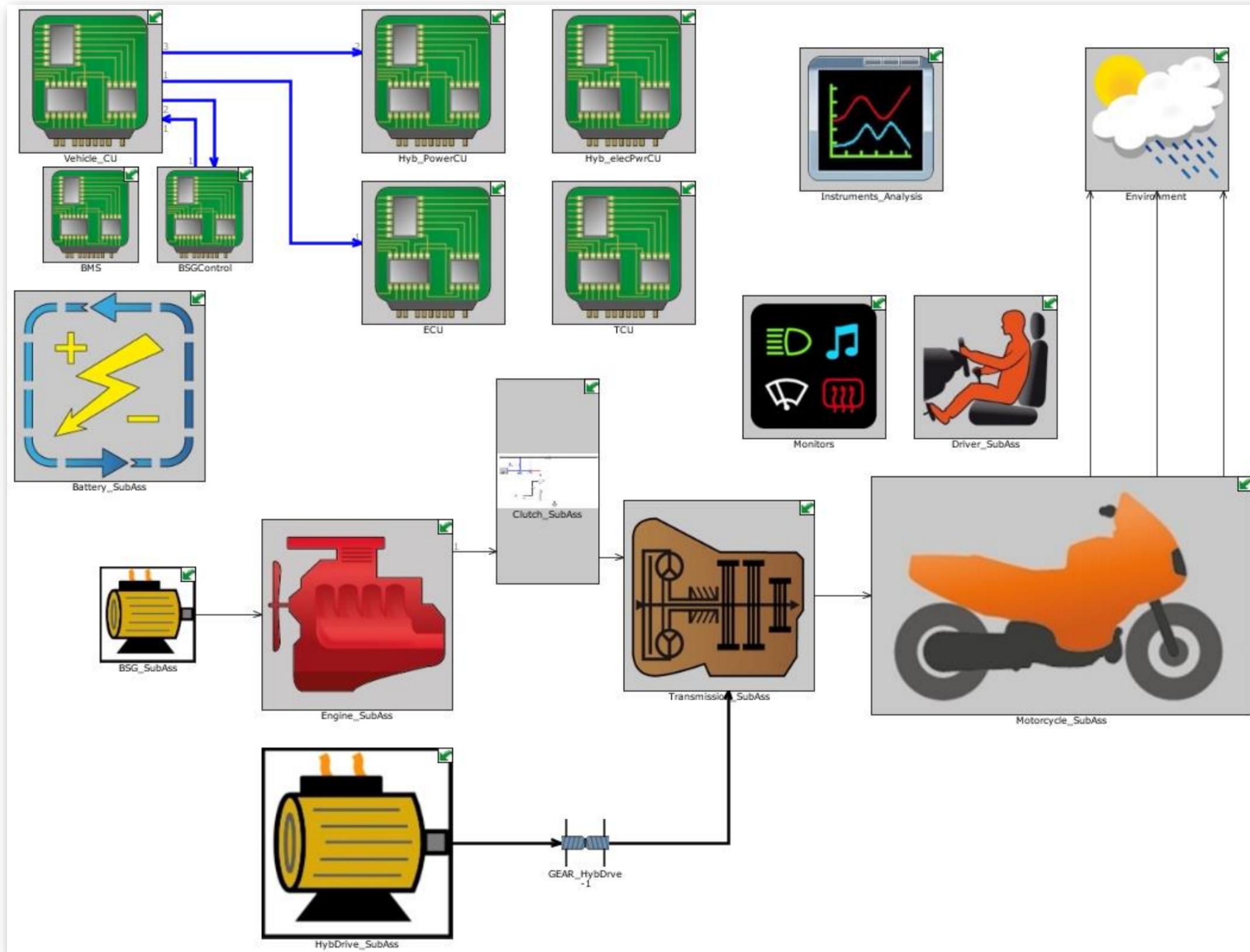


Abbildung App B-7; Hybridmodell auf Basis der KTM 1290 SUPER DUKE GT

## B.6 Driver- Template

Das Driver- Template stellt einen Sonderfall dar. Wie bei den meisten anderen Vorlagen ist eine Standard- und eine „Advanced“- Version (*advanced engl. für fortgeschritten, fortschrittlich*) verfügbar. Der entscheidende Unterschied besteht jedoch darin, dass für nahezu alle verfügbaren Funktionen des Fahrers separate Templates zur Verfügung stehen. Gezeigt sei dies an zwei Beispielen. In Abbildung App B-8 sind dazu die Model Properties aufgerufen, die verwendet werden können um das Fahrzeug, den Antriebsmotor, die Übersetzungen im Antriebsstrang sowie eine Reihe weiterer Parameter zu simulieren. In der vorliegenden Masterarbeit wurde jedoch der Weg gewählt, diese Definitionen in andere Templates auszulagern, wie in der Beschreibung der Modelle im Hauptteil erwähnt.

The screenshot shows the 'Model Properties' dialog box for a Driver Template. The 'Model Properties' tab is selected, and the 'Vehicle Final Drive Gear Ratio' is checked and highlighted. The table below lists various attributes, their units, and their values.

Attribute	Unit	Object Value
Engine Performance Map Z-Unit		bar
Engine Performance Map		ENG614_4T_1301_BM...
<input type="checkbox"/> Engine Displacement	cm <sup>3</sup>	1301
Engine Inertia	kg-cm <sup>2</sup>	204.5
Engine Accessory Load	N-m	ign
Vehicle Mass	kg	
<input type="checkbox"/> Vehicle Frontal Area	m <sup>2</sup>	
Vehicle Drag Coefficient		
Vehicle Number of Axes		def (=2.0)
<input type="checkbox"/> Vehicle Braking Torque Map		
<input checked="" type="checkbox"/> Vehicle Final Drive Gear Ratio		1...
<input type="checkbox"/> Tire Rolling Radius	mm	
Tire Rolling Resistance Factor		def (=0.01)
<input type="checkbox"/> Trailer, Passenger and Cargo Mass	kg	
<input type="checkbox"/> Axle Inertia (including wheels)	kg-m <sup>2</sup>	
<input type="checkbox"/> Driveline Efficiency	fraction	0

Abbildung App B-8; Driver- Template mit geöffneten Model Properties

Die folgende Abbildung zeigt die Definition für die Auswahl der Fahrstufe. Selbige Funktionen können auch durch Verwendung eines vordefinierten TCU- Templates erreicht werden.

Im Allgemeinen kann jedoch festgehalten werden, dass der Modellaufbau mit spezifischen Templates, den Funktionsumfang des Gesamtmodells erhöht.


 Object Comment:

Part Comment:

DriverMode
  Model Properties
  Controller Settings
  Launch Control
  Gear Shifting Control
  Plots

Attribute	Unit	Object Value
<b>Shift Strategy or Imposed Gear Numbers</b>		
Gear Number		[ShiftStratMode]...
<b>Timing</b>		
Duration of Gear Shifting Event	See Case... ▼	[gear_shift_duration]...
Gear Shift Timing--Fraction of Gear Event Duration	fraction ▼	def (=0.5)...
Minimum Interval Between Subsequent UpShifts	See Case... ▼	[interval_upshift]...
Minimum Interval Between Subsequent Downshifts	See Case... ▼	[interval_downshift]...
<b>Pedal Overrides</b>		
Accelerator Pedal Multiplier during Gear Shifts		FKT_Acc_shift...
Clutch Pedal during Gear Shifts		FKT_Clu_shift...

Abbildung App B-9; Driver- Template mit Gear Shift Control

## B.7 Wiederkehrende Unterbaugruppen

Um die Übersicht zu gewährleisten wird zunächst der Antriebsstrang in Richtung des Leistungsflusses erörtert.

Am Beginn ist ein kennfeldbasierender Verbrennungskraftmotor (Abbildung App B-10, links) im Antriebsstrang verbaut. Auf eine erneute Darstellung der Kennfelderermittlung aus Messdaten wird an dieser Stelle verzichtet und stattdessen auf den Hauptteil, Kapitel 5 verwiesen.

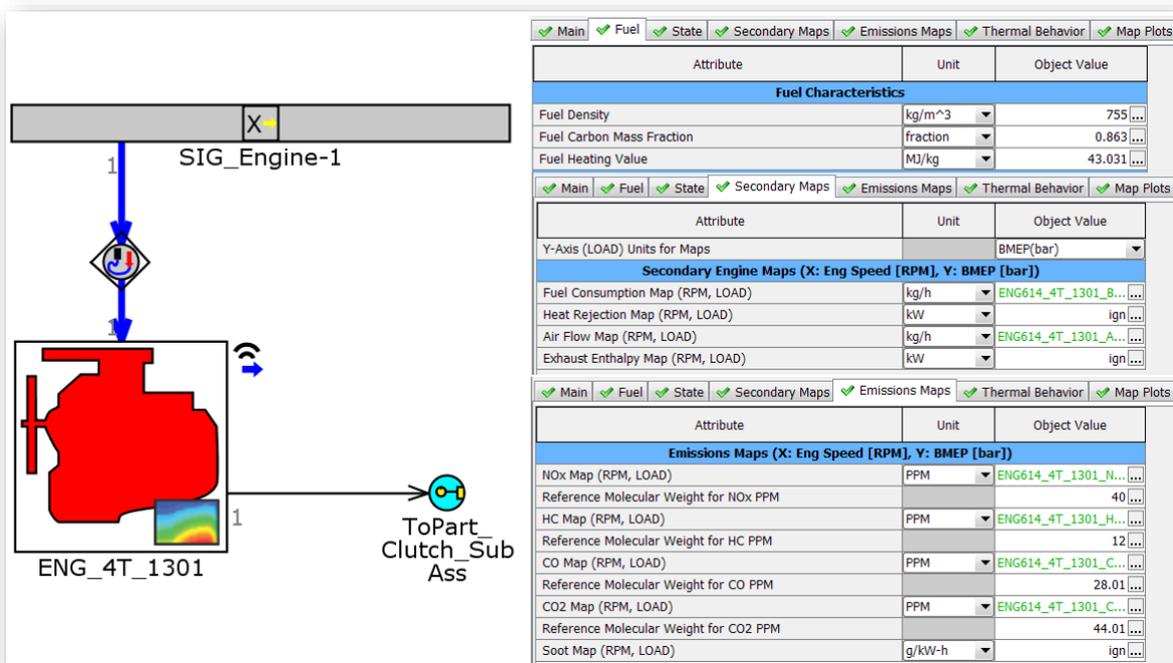


Abbildung App B-10; Unterbaugruppe des Verbrennungsmotors

Die Bestimmung des Motors beginnt mit den Größen für Hubraum, Trägheitsmoment und angewandter Bauweise im Zwei- oder Vier- Taktverfahren. Neben dem verwendeten Kraftstoff, werden die Kennfelder des eff. Mitteldruckes und des Reibmitteldruckes zur Definition der VKM verwendet. Die weiteren Kennfelder für den gravimetrischen Kraftstoffverbrauch, den Luftdurchsatz und die Emissionen der Komponenten Stickoxide NO<sub>x</sub>, unverbrannte Kohlenwasserstoffe HC, Kohlenstoffmonoxid CO und Kohlenstoffdioxid CO<sub>2</sub> lassen eine Berechnung des Kraftstoffverbrauches und der Abgasemissionen zu.

Die Kupplungs- Unterbaugruppe beginnt an der Verzahnung der Primärstufe auf der Kurbelwelle und beinhaltet separate Bauteile zur Darstellung der Trägheit der Kupplungsnahe {CLU\_innerPart-1}. Im Kupplungsbauteil selbst werden die Abmaße der Reibflächen, der Reibungskoeffizienten sowie das maximal, statisch übertragbare Drehmoment definiert. Als Eingangsgröße zur Bedienung der Kupplung dient das Signal der Kupplungshebelstellung des Fahrers mit dem die Position in Bezug auf Ein-/ Ausrücken bestimmt wird. Die gesamte Baugruppe ist in Abbildung App B-11 ersichtlich.

Auf die Getriebe- Unterbaugruppe wird im Anhang nicht eingegangen, da diese im Hauptteil behandelt wird und zwischen den einzelnen Konzepten immer wieder größere Änderungen auftreten.

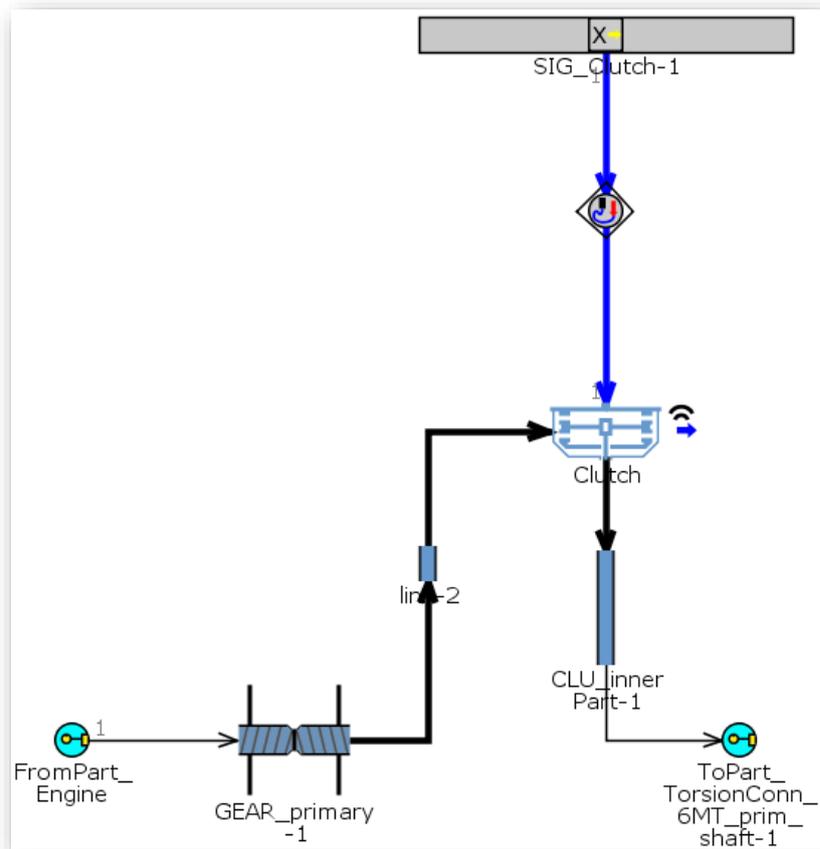


Abbildung App B-11; Kupplungs- Unterbaugruppe

In Abbildung App B-3 ist der Rest des Motorrad- Antriebsstranges dargestellt. Dieser verfügt nach dem Getriebe über die Sekundärübersetzung, die am Beispiel der KTM 1290 SUPER DUKE GT, als abgedichtete Rollenkette ausgeführt ist. Über diese wird die Antriebswelle {SHF\_drv\_rear} angetrieben, in dessen Bauteil wiederum die Trägheit definiert ist. Ein Verbindungselement das zur Definition von Dämpfungs- und Verformungseigenschaften dient, stellt die Verbindung zu einem Achs- Bauteil her. In diesem wird das Reibmoment der Lagerung, wie auch Trägheiten von Felge und Reifen definiert. Ebenso erfolgt die Anbindung der Bremscheiben, des Reifens und die Verbindung zum Rahmen des Motorrades in dieser Vorlage.

Das erste Element zur Steuerung der Fahrzeugfunktionen ist die Driver- Unterbaugruppe (Abbildung App B-12). Sie dient, wie im Hauptteil beschrieben, der Erzeugung von Bedieneingaben, die im realen FZG der Fahrer übernehmen würde. Dazu gehört vorrangig die Stellung des Fahrpedals – auf das Motorrad bezogen, der Gasdrehgriff – sowie der Brems und Kupplungshebel.

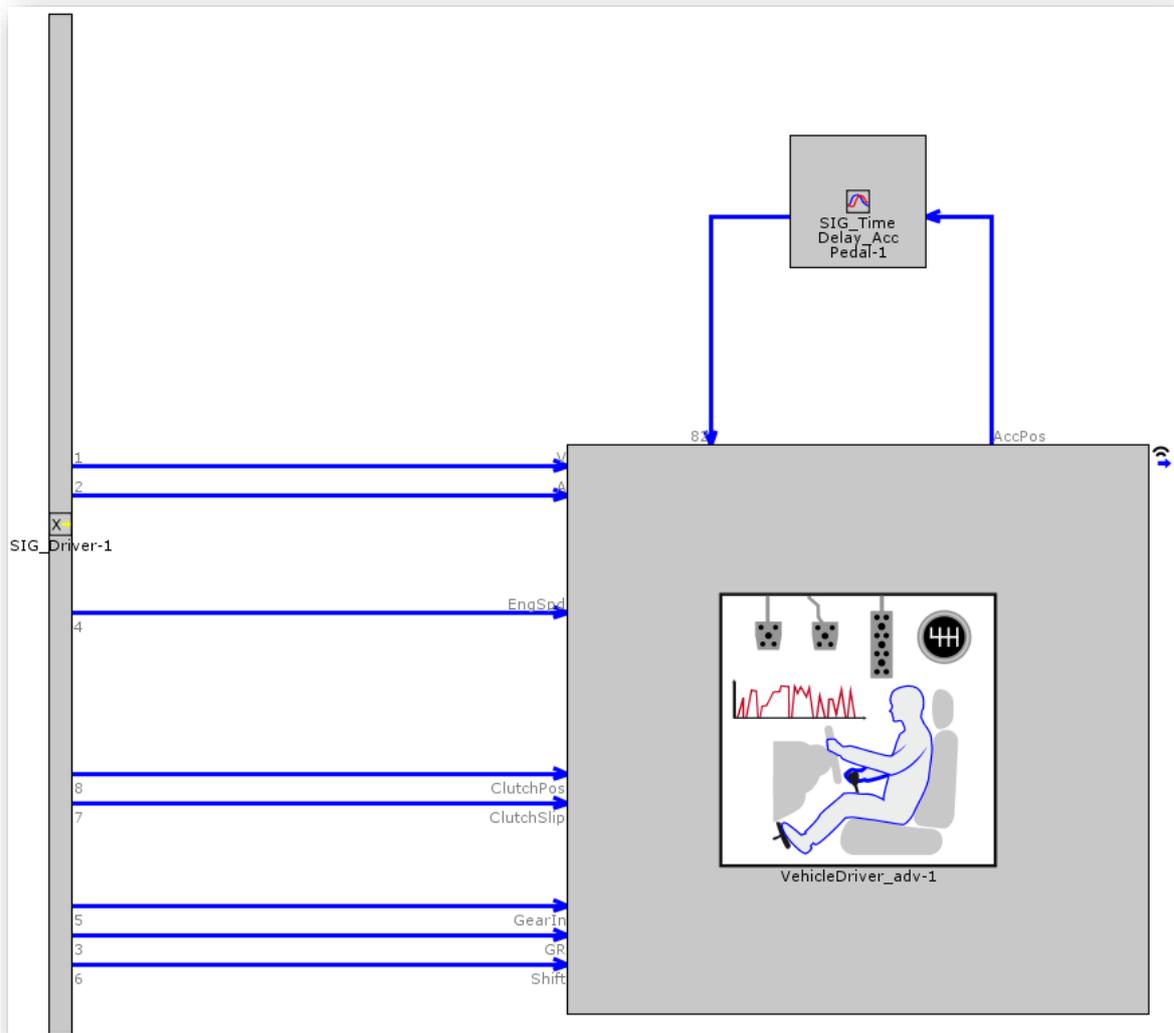


Abbildung App B-12; Driver- Unterbaugruppe

Über diese Eingaben wird die Einhaltung des vorgegeben Fahrprofils kontrolliert. Ferner kommt noch die Wahl der Fahrstufe hinzu. Die Stellungen der Hebel und Griffe während des Anfahrvorganges werden hier ebenso simuliert. Dazu müssen zur Gewährleistung des Funktionsumfanges folgende Signale aus dem Gesamtmodell zur Verfügung stehen:

- Fahrzeug: Geschwindigkeit und Beschleunigung
- Antriebsmotor: Drehzahl
- Kupplung: Position der Druckplatte (Status in Prozent Ein-/ Ausrückung), auftretender Schlupf
- Getriebe: eingelegter Gang und das zugehörige Übersetzungsverhältnis, Status des Gangwechsels

Die Unterbaugruppe der Motorsteuerung (ECU, siehe Abbildung App B-13) dient, wie der Name bereits vermuten lässt der Steuerung des Verbrennungsmotors. Die Anwendung als Gesamtfahrzeugsimulation schränkt die Detailgenauigkeit des Modellaufbaus stark ein, da nahezu alle Größen zeitbasiert ermittelt werden müssen. Dies bedeutet bei der Berechnung von mehreren tausend Sekunden andauernden Fahrprofilen, einen hohen Rechenaufwand. Aus diesem Grund wird für die Zyklussimulation auf vereinfachte Vorlagen zurückgegriffen. Die verwendete Motorsteuerung umfasst Funktionen zur Verwirklichung der Schubabschaltung und Höchstdrehzahlbegrenzung. Ebenso werden Funktionen des Motorstarts und der Leerlaufkontrolle zur Verfügung gestellt. Als Eingangsgrößen stehen dazu, die Gasgriffstellung seitens des Fahrers und die Drehzahl des Motors zur Verfügung.

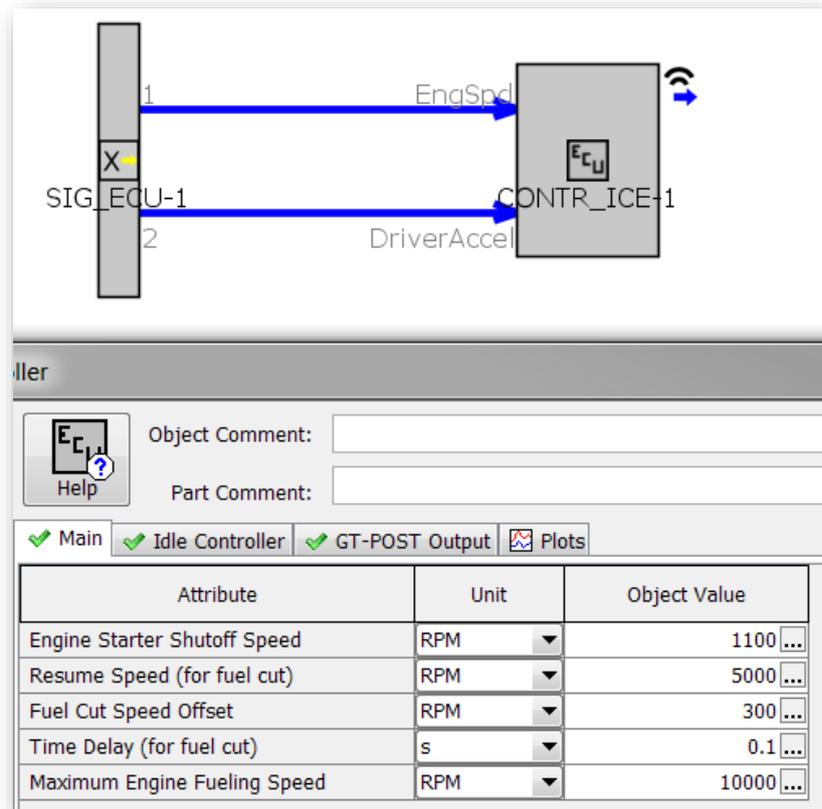


Abbildung App B-13; ECU- Unterbaugruppe

Der Aufbau des Getriebesteuergerätes steht in direktem Zusammenhang mit dem verwendeten Getriebe- Konzept. Stellvertretend wird an dieser Stelle der Aufbau der Getriebesteuerung für die Modelle mit Getriebekomponenten erklärt. Da in Abbildung App B-4 das Getriebe in Einzelbauteilen für sechs Gänge dargestellt ist, stellt Abbildung App B-14 die zugehörige Steuerung dar.

Im Gegensatz zu den in den Basismodellen verbauten Getriebe- Templates, erkennt GT SUITE beim Aufbau des Getriebes mit Einzelbauteilen nicht, dass es sich dabei um ein Getriebe handelt. Der Grund liegt in der Steuerung der eingelegten Gänge über Ein- und Ausrücken von Klauenkupplungen in Form von Schieberädern. Diese benötigen jeweils ein Signal, um den Formschluss entweder links-, rechtsseitig oder gar nicht (ein anderes als die angrenzenden Zahnradpaare wird als Gang verwendet) herzustellen.

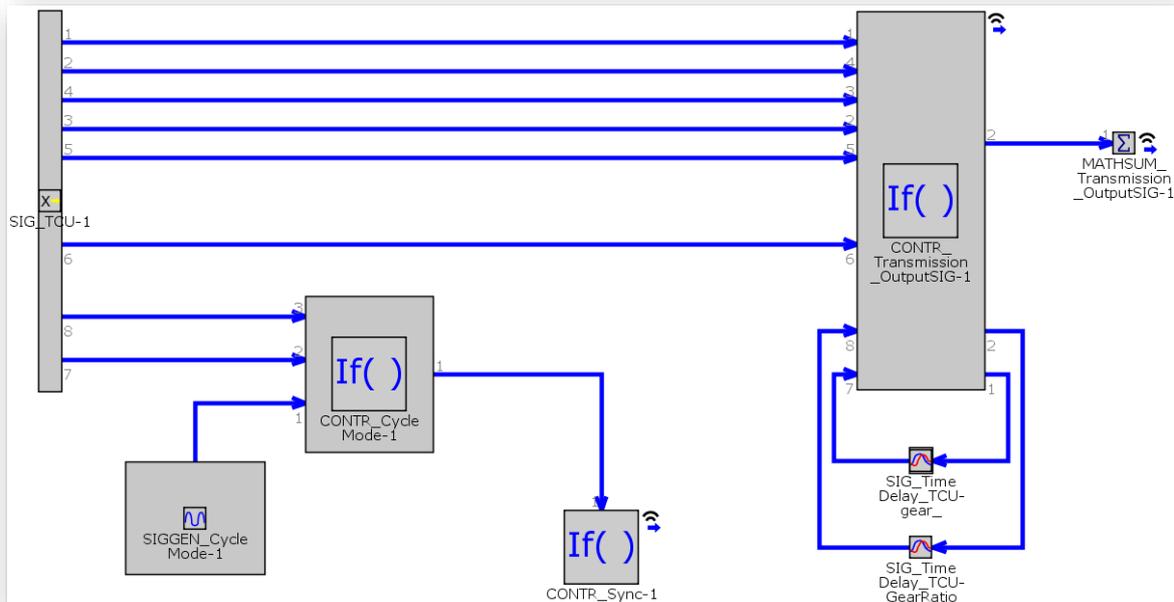


Abbildung App B-14; TCU- Unterbaugruppe

Zuerst soll an dieser Stelle der Weg des Signals für den einzulegenden Gang nachgezeichnet werden. Dazu ist ein Vorgriff auf die später behandelte Unterbaugruppe „WMTCshifting“ nötig. Wie aus dem Hauptteil bekannt, können neben dem WMTC- Profil weitere beliebige Fahrprofile abgefahren werden, für die die speziellen Regeln des WMTC nicht gelten (siehe Seite B-22). Das Bauteil {CONTR\_Cycle\_Mode-1} unterscheidet die Signale für den einzulegenden Gang in WMTC- Signal und das standardmäßige Signal des Fahrers und leitet nur das zulässige weiter. {CONTR\_Sync-1} wandelt das Signal des angeforderten Ganges in Befehle für die Klauenkupplungen im Getriebe um.

Wie beim Driver- Template bereits vorgestellt, wird ein Signal für den eingelegten Gang und dessen Übersetzungsverhältnis benötigt. Das Bauteil {CONTR\_Transmission\_OutputSIG-1} erhält daher über die Kanäle 1 ÷ 6 das entsprechende Signal der eingerückten Klauenkupplung und gibt daraus eingelegten Gang und Übersetzungsverhältnis zurück. Im Bauteil {MATHSUM\_Transmission\_OutputSIG-1} wird die Gesamtübersetzung im Antriebsstrang errechnet.

Anmerkung: Die im Text als Klauenkupplungen bezeichneten Bauteile (siehe auch Abbildung App B-4) könnten auch Aufgaben einer Synchronisation simulieren. Da in heutigen Motorradgetrieben keine Synchronenheiten verbaut werden, wird für weiterführende Informationen auf entsprechende Literatur verwiesen; (Kirchner, 2007), (Lohmann, Nachdruck 2009) und (Naunheimer, et al., 2007)

Weiters sei die Unterbaugruppe „Instruments and Analysis“ besprochen, die mehrere Funktionen zur Kontrolle des Fahrzeugzustandes beinhaltet und der Ermittlung weiterer Kennwerte dient, die nicht durch GT- Templates zur Verfügung gestellt werden.

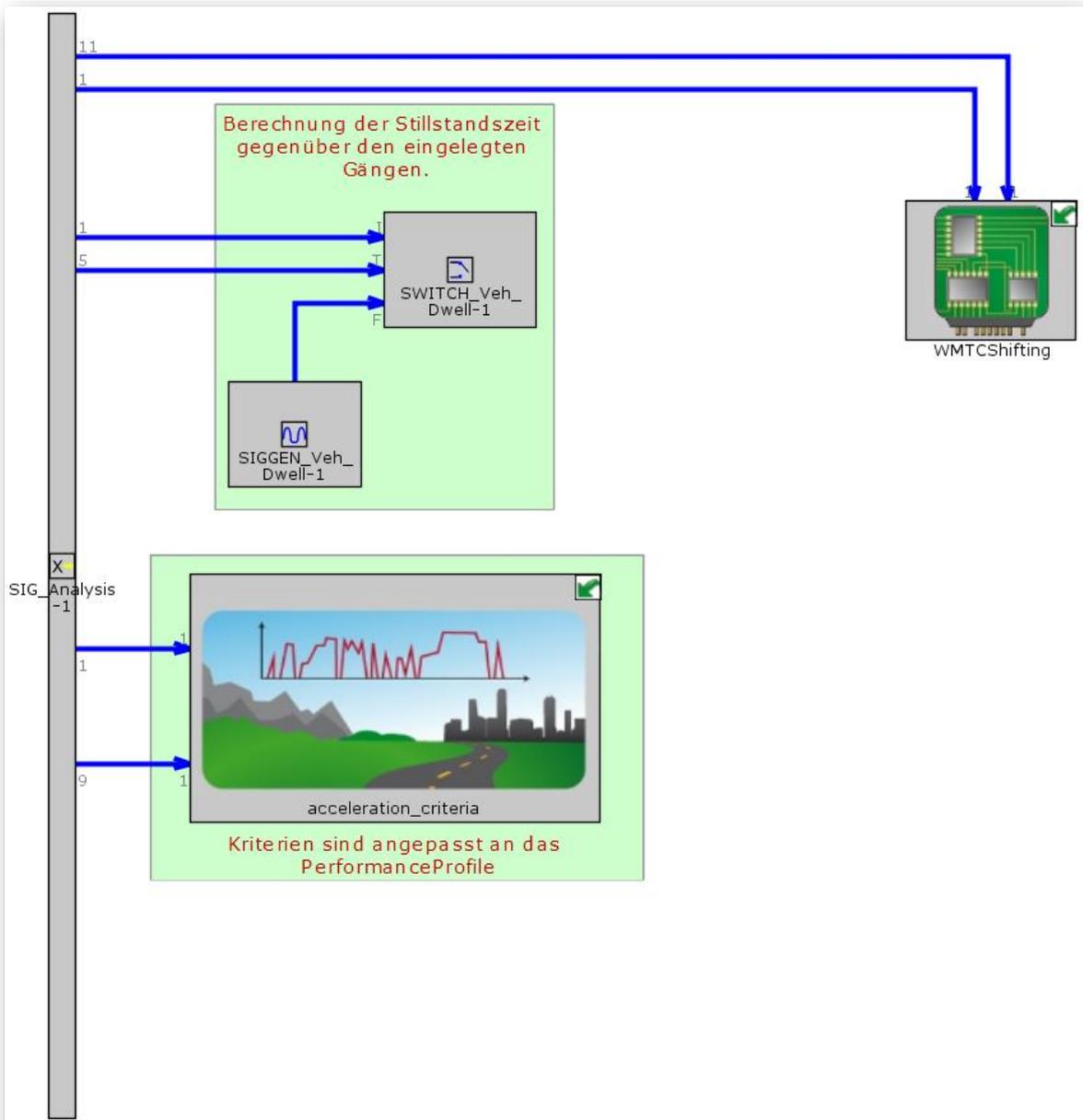


Abbildung App B-15; Unterbaugruppe "Instruments\_Analysis"

Diese Baugruppe besteht wegen der Übersichtlichkeit wiederum aus zwei Unterbaugruppen. Die Baugruppe „acceleration\_criteria“ wird im Hauptteil vorgestellt und dient der Ermittlung der Wertungskriterien für die Durchzugsversuche.

Mit den beiden mittig angeordneten Bauteilen, wird die Zeit des Fahrzeugstillstandes im jeweils gefahrenen Fahrprofil ermittelt.

Des Weiteren ist die Unterbaugruppe „WMTCSifting“ hier angeordnet“. Diese wird im Anschluss näher beschrieben. Als Eingangssignale in die Baugruppe stehen Fahrzeuggeschwindigkeit, aktuell im Getriebe eingelegter Gang, Stellung des Gasdrehgriffes und durch den Fahrer geforderter Gang zur Verfügung.

Abschluss bildet die Unterbaugruppe „WMTCSifting“ (Abbildung App B-16) die der Anpassung des Signales für den einzulegenden Gang dient. Die Vorschrift für die Durchführung des WMTC- Abgastests verfügt neben dem Fahrprofil noch über zwei weitere Zeitprofile. Eines schreibt dabei Zeitabschnitte vor in denen kein Gangwechsel erfolgen darf {NoShift\_sig}. Das andere Profil beinhaltet, dass das Einlegen des ersten Ganges (der langsamsten Fahrstufe) an bestimmten Zeitpunkten verboten wird {NoFirst\_sig}. Für eine korrekte Simulation des WMTC ist es nötig, Signale der Gangstufe die vom Driver-Template an das Getriebe gesendet werden, zu überschreiben. Eine Kontrolle, ob sich das Fahrzeug gerade in der Phase des Anfahrens aus dem Stillstand befindet, wird abschließend im Bauteil {CONTR\_Vehicle\_Lauch-1} durchgeführt.

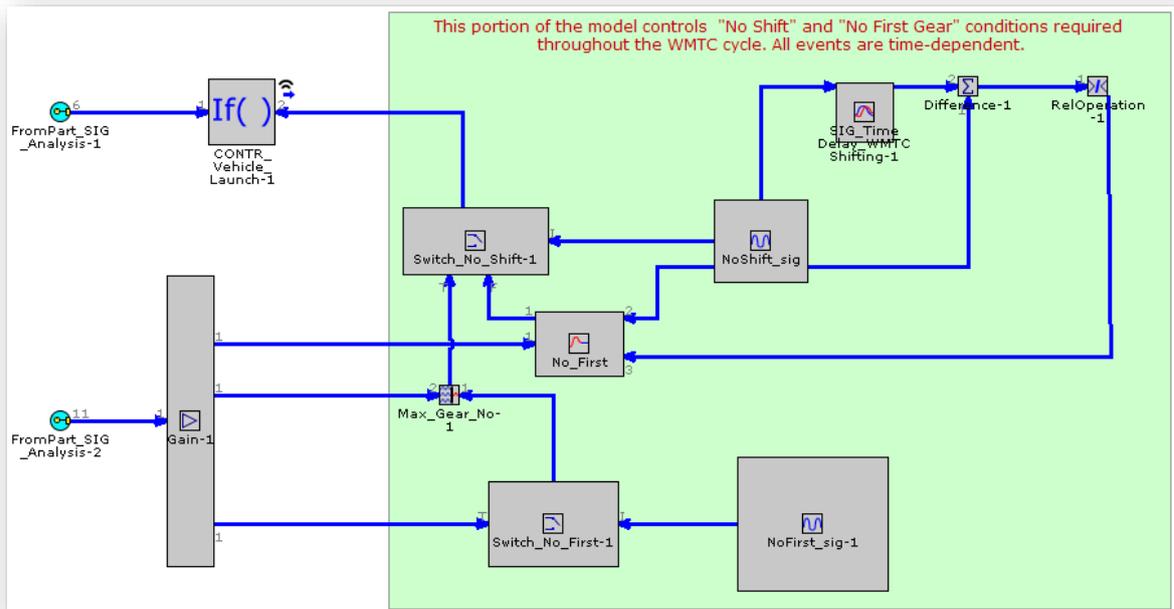


Abbildung App B-16; Unterbaugruppe "WMTCSifting"



Zur Ermittlung des Luftverhältnisses  $\lambda$  und es Luftmassenstromes, in Anlehnung an (Harnischmacher, 2017)

```

clear;
close all;
clc;
tic                                     %Start der Rechenzeitermittlung

% Drehzahl (x-Achse)
% allg. 'nmot_roh.mat'
% für Emissions_small 'nmot_nmot_AGPkt_LL_TL.mat'
load('nmot_roh.mat');

% eff. Mitteldruck (y- Achse)
% bei Berechnung der Mitteldrücke -> 'BMEP_y.mat'
load('BMEP_y.mat');

% Messwerte (z-Achse)
% bei Berechnung der Luftdurchsatz -> 'ML_map.mat'
load('ML_map.mat');

% Kraftstoffmassenstrom (Kennfeld)
% bei Berechnung der Mitteldrücke -> 'ALPHA.mat'
load('BH_map.mat');

MESSPkt(MESSPkt==0) = NaN;              %Ersetzen von 0 durch NaN

ii = 1;
for in = 1 : length(n_mot)
    for iB = 1 : length(BMEP_y)
        if ~isnan(MESSPkt(iB,in))
            x(ii,1) = n_mot(in);
            y(ii,1) = BMEP_y(iB);
            z(ii,1) = MESSPkt(iB,in);
            ii = ii+1;
        end
    end
end

F = scatteredInterpolant(x,y,z,'linear','linear'); %Interpolieren
[Xq,Yq] = meshgrid(n_mot,BMEP_y);                %Erstellung X- /
Y-Matrize
lambda = F(Xq,Yq);                               %Bestimmung
der Z-Werte

% Diagramm Luftverhältnis Lambda

figure
hold all; grid on;
surf(Xq,Yq,lambda);
plot3(x,y,z, 'xr');
title('Luftverhältnis - \lambda mit linearer Interpolation')
colormap('jet')
legend('ergänzte Messdaten','Messrohdaten')
xlabel('Drehzahl [1/min]')
ylabel('eff. Mitteldruck BMEP [bar]')
zlabel('Luftverhältnis - \lambda [-]')

% Diagramm stündl. Kraftstoffverbrauch

```

```
figure
hold all; grid on;
surf(n_mot,BMEP_y,B_h);
title('stündl.Kraftstoffmassenstrom - B_h')
colormap('jet')
legend('ergänzte Messdaten')
xlabel('Drehzahl [1/min]')
ylabel('eff. Mitteldruck BMEP [bar]')
zlabel('stündl. Kraftstoffmassenstrom - B_h [kg/h]')

% Berechnung Luftmassenstrom

L_st=14.7      % stöchiometrisches Luftverhältnis für Otto- KrSt

m_L=lambda*L_st.*B_h

figure
hold all; grid on;
surf(n_mot,BMEP_y,m_L);
title('Luftmassenstrom - m_L')
colormap('jet')
legend('ergänzte Messdaten')
xlabel('Drehzahl [1/min]')
ylabel('eff. Mitteldruck BMEP [bar]')
zlabel('Luftmassenstrom - m_L [kg/h]')

toc %Ende der Rechenzeitermittlung
```

## Zur Berechnung und Darstellung der Schaltstrategie- Graphen

```

clear;
close all;
clc;
tic                                     %Start der Rechenzeitermittlung

% Gangstufe (x-Achse)
% allg. 'gear_#.mat'
load('gear_#.mat');

% Drosselklappenwinkel Alpha (y- Achse)
% -> 'alpha_y.mat'
load('alpha_y.mat');

% Messwerte (z-Achse)
load('ShiftStrat_ups.mat');
load('ShiftStrat_dws.mat');

upshift1 = upshift(:,1)
upshift2 = upshift(:,2)
upshift3 = upshift(:,3)
upshift4 = upshift(:,4)
upshift5 = upshift(:,5)
upshift6 = upshift(:,6)

dwnshift1 = dwnshift(:,1)
dwnshift2 = dwnshift(:,2)
dwnshift3 = dwnshift(:,3)
dwnshift4 = dwnshift(:,4)
dwnshift5 = dwnshift(:,5)
dwnshift6 = dwnshift(:,6)

figure

%plot(upshift,alpha_y,dwnshift,alpha_y), hold all

%upshift

p_up_1=plot(upshift1,alpha_y,'-'), hold all
set(p_up_1,'color','red')

p_up_2=plot(upshift2,alpha_y,'-'), hold all
set(p_up_2,'color','blue')

p_up_3=plot(upshift3,alpha_y,'-'), hold all
set(p_up_3,'color','green')

p_up_4=plot(upshift4,alpha_y,'-'), hold all
set(p_up_4,'color','yellow')

p_up_5=plot(upshift5,alpha_y,'-'), hold all
set(p_up_5,'color','cyan')

p_up_6=plot(upshift6,alpha_y,'-'), hold all
set(p_up_6,'color','magenta')

```

```

%downshift

p_dwn_1=plot(dwnshift1,alpha_y,'--'), hold all
set(p_dwn_1,'color','red')

p_dwn_2=plot(dwnshift2,alpha_y,'--'), hold all
set(p_dwn_2,'color','blue')

p_dwn_3=plot(dwnshift3,alpha_y,'--'), hold all
set(p_dwn_3,'color','green')

p_dwn_4=plot(dwnshift4,alpha_y,'--'), hold all
set(p_dwn_4,'color','yellow')

p_dwn_5=plot(dwnshift5,alpha_y,'--'), hold all
set(p_dwn_5,'color','cyan')

p_dwn_6=plot(dwnshift6,alpha_y,'--'), hold all
set(p_dwn_6,'color','magenta')

title('Geschwindigkeiten Gangwechsel')
legend('upshift i_1','upshift i_2','upshift i_3','upshift i_4','upshift
i_5','upshift i_6','downshift i_1','downshift i_2','downshift
i_3','downshift i_4','downshift i_5','downshift
i_6','Location','bestoutside')
grid on, grid minor
xlabel('Stufenwechsel- Geschwindigkeit [km/h]')
xlim([-10,250])
ylabel('Drosselklappenstellung [%]')

toc %Ende der Rechenzeitermittlung

```

Zur Auswertung der Beurteilungskriterien bei der Schaltstrategieermittlung

```

clear;
close all;
clc;
tic                               %Start der
Rechenzeitermittlung

delimiterIn='\t';
headerslineIn=1;

%Import der Wertung für Emissionen & Verbrauch
filename_EV='SSG_Wertung_E_V.txt';
Wertung_EV_imp=importdata(filename_EV,delimiterIn,header
slineIn);

%Import der Wertung für Fahrzeuglängsdynamik
filename_FLD='SSG_Wertung_FLD.txt';
Wertung_FLD_imp=importdata(filename_FLD,delimiterIn,head
erslineIn);

%Verschieben der Abszissenwerte
X_EV=Wertung_EV_imp.data(:,2);           % 2-te
Spalte der Matrix
Y_EV=Wertung_EV_imp.data(:,3);           % 3-te
Spalte der Matrix
a_EV=round(max(Y_EV),1,'decimal');
abszisse_EV=X_EV-length(Wertung_EV_imp.data(:,2));
% neue Anordnung der Abszisse

X_FLD=Wertung_FLD_imp.data(:,2);
Y_FLD=Wertung_FLD_imp.data(:,3);
a_FLD=round(max(Y_FLD),1,'decimal');
abszisse_FLD=X_FLD-length(Wertung_FLD_imp.data(:,2))*2;

column_EV=length(Wertung_EV_imp.data(:,3));

%Grafik
figure
gph_absz_EV=plot(abszisse_EV,Y_EV,'b.-'); hold all;
gph_absz_FLD=plot(abszisse_FLD,Y_FLD,'b.-');
set(gph_absz_EV,'color','red')
set(gph_absz_FLD,'color','blue')

title('Wertungen für Emissionen & Verbrauch und
Fahrzeuglängsdynamik')
legend('Wertung Emissionen & Verbrauch','Wertung
Fahrzeuglängsdynamik','Location','bestoutside')
grid on, grid minor

```

```

xlabel('Case Number');ylabel('Wertung [-]');
xlim([1,column_EV]);
ylim([round(min(Y_FLD),1,'decimal')-
0.3,round(max(Y_EV),1,'decimal')+ 0.3]);
set(gca,'xtick',[0:5:column_EV]);
set(gca,'ytick',[5:0.25:25]);

%Gesamtwertung
weight_EV=50; % Gewichtung für
Emissionen & Verbrauch

rating_EV=Y_EV/min(Y_EV); % normierte Wertung
für Emissionen & Verbrauch
rating_FLD=Y_FLD/min(Y_FLD);

rating_glob=(rating_EV*weight_EV+rating_FLD*(100-
weight_EV))/100;

min_glob=min(rating_glob);
max_glob=max(rating_glob);
best_glob=find(rating_glob == min_glob);
worst_glob=find(rating_glob == max_glob);
rating_mean = mean(rating_glob,1) % Durchschnitt

%Absolutwertung (Vergleichbarkeit mehrerer
Getriebekonzepte)
abs_glob=Y_EV+Y_FLD;

abs__min_glob=abs_glob(best_glob,1);
abs__min_EV=Y_EV(best_glob,1);
abs__min_FLD=Y_FLD(best_glob,1);

abs__max_glob=abs_glob(worst_glob,1);
abs__max_EV=Y_EV(worst_glob,1);
abs__max_FLD=Y_FLD(worst_glob,1);

%Grafik
figure
gph_rating=plot(abszisse_EV,rating_glob,'b.-');hold all;
disp_mean=plot(abszisse_EV,(ones(column_EV,1)*rating_me
an),'-');
set(gph_rating,'color','red')
set(disp_mean,'color','blue')

title('Gesamtwertung 6MT- Serie')
legend('Gesamtwertung','Durchschnitt','Location','northe
ast')
grid on, grid minor

```

```

xlabel('Case Number');ylabel('Wertung [-]');
xlim([1,column_EV]);ylim([0.99,round(max(rating_glob),2,
'decimal')+0.01]);
set(gca,'xtick',[0:5:column_EV]);
set(gca,'ytick',[0:0.02:round(max(rating_glob),1,'decima
l')+0.05]);

% Darstellung Command Window
fprintf(['Die beste Gesamtwertung mit einem Wert von '
num2str(min_glob,'%14.8f') ' erreicht \nSchaltstrategie
Nummer ' num2str(best_glob) '.\n\n']);
fprintf(['Gesamtwertung '
num2str(abs__min_glob,'%14.6f') '\nEmissionen &
Verbrauch ' num2str(abs__min_EV,'%14.6f')
'\nFahrzeuglängsdynamik ' num2str(abs__min_FLD,'%14.6f')
'\n\n']);

fprintf(['Die schlechteste Gesamtwertung mit einem Wert
von ' num2str(max_glob,'%14.8f') ' erreicht
\nSchaltstrategie Nummer ' num2str(worst_glob)
'.\n\n']);
fprintf(['Gesamtwertung '
num2str(abs__max_glob,'%14.6f') '\nEmissionen &
Verbrauch ' num2str(abs__max_EV,'%14.6f')
'\nFahrzeuglängsdynamik ' num2str(abs__max_FLD,'%14.6f')
'\n\n']);

toc

```

## Ermittlung der CVT- Strategie

```

clear;
close all;
clc;
tic %Start der Rechenzeitermittlung

% Drehzahl (x-Achse)
% BSFC 'nmot_roh.mat'
% CVT- map 'nmot_erg.mat'
load('nmot_roh.mat');
load('nmot_erg.mat');

% eff. Mitteldruck (y- Achse)
load('ALPHA.mat');

% Messwerte (z-Achse)
% BSFC -> 'BSFC_map.mat'
load('BSFC_map.mat');
load('BSFC_map_erg.mat');

BSFC(BSFC==0) = NaN; %Ersetzen von 0 durch NaN

ii = 1;
for in = 1 : length(n_mot_roh)
    for iB = 1 : length(Alpha)
        if ~isnan(BSFC(iB,in))
            x(ii,1) = n_mot_roh(in);
            y(ii,1) = Alpha(iB);
            z(ii,1) = BSFC(iB,in);
            ii = ii+1;
        end
    end
end

F = scatteredInterpolant(x,y,z,'linear','linear');
%Interpolieren
[Xq,Yq] = meshgrid(n_mot_roh,Alpha);
%Erstellung X- / Y-Matrize
Vq = F(Xq,Yq);
%Bestimmung der Z-Werte

%Definition der Übersetzungsgrenzen
i_prim=1.975; % Primärübersetzung
i_XT_low=0.87074; % geringste
Übersetzung (schnellste Fahreinstellung)
i_XT_high=2.85776; % höchste
Übersetzung (langsamste Fahreinstellung)

```

```

psi_ges=i_XT_high/i_XT_low;           % Verstellbereich
(Spreizung bei gestuften Getrieben)

%Bestimmung der lin. Zusammenhangs Drehzahl -
Übersetzung
n_idle_1=n_mot(2);                    % Standdrehzahl
n_idle=n_mot(1);                      % Standdrehzahl für
lin KF mit idle-> i_max und n_max-> i_min
n_max=n_mot(end);                    % Höchstdrehzahl

k_1=(i_XT_low-i_XT_high)/(n_mot(end-1)-n_idle_1); %
Steigung
%k_1=(i_XT_low-i_XT_high)/(n_max-n_idle_1); %
Steigung für lin KF mit idle-> i_max und n_max-> i_min
d_1=i_XT_high-k_1*n_idle_1;          % Determinante

%lineare Übersetzungs- Strategie
i_CVT_lin=(k_1*n_mot+d_1).*ones(33,19); % CVT-
Kennfeld mit linearer Übersetzungsverteilung
i_CVT_lin(:,1)=i_XT_high;
i_CVT_lin(:,end)=i_XT_low;

%angepasste CVT- Strategie
i_CVT_pre=zeros(33,19); %
Erzeugung einer Matrix mit Null- Einträgen

% Besetzungen bei hohen Lasten
od geringen Drehzahlen
% (Klopfgrenze)
i_CVT_pre(:,1:3)=i_XT_high;
i_CVT_pre(end-2:end,3:5)=i_XT_high;

% Besetzungen bei geringen
Lasten od hohen Drehzahlen
% (Schubbereich)
i_CVT_pre(:,end-2:end)=i_XT_low;
i_CVT_pre(1:end-2,end-6:end)=i_XT_low;
i_CVT_pre(end-9:end-4,end-9:end-6)=i_XT_low;
i_CVT_pre(end-22:end-8,end-10:end-2)=i_XT_low;
i_CVT_pre(end-19:end-11,end-11)=i_XT_high*0.5;

% Besetzungen bei geringen
Lasten od hohen Drehzahlen
% (Bereich Fuel- Cut)
i_CVT_pre(1:6,5:7)=i_XT_high*0.9;
i_CVT_pre(1:6,8:9)=i_XT_high*0.8;
i_CVT_pre(1:6,10)=i_XT_high*0.7;

```

```

                                % Besetzungen bei geringen
Lasten und Drehzahlen
i_CVT_pre(6:8,5:7)=i_XT_high*0.82;
i_CVT_pre(6:9,8:9)=i_XT_high*0.69;
i_CVT_pre(6:9,10:11)=i_XT_high*0.5;
i_CVT_pre(6:9,12)=i_XT_high*0.4;

i_CVT_pre(9:12,5:7)=i_XT_high*0.78;
i_CVT_pre(10:12,8:9)=i_XT_high*0.64;
i_CVT_pre(13,8)=i_XT_high*0.64;
i_CVT_pre(10:12,10:11)=i_XT_high*0.42;
i_CVT_pre(10:12,12)=i_XT_high*0.33;

%Zusammenführen der Strategien
i_CVT_pre2=i_CVT_pre;

idx = find(i_CVT_pre2==0);
while any(idx)
    i_CVT_pre2(idx) = i_CVT_lin(idx);
    idx = find(i_CVT_pre2==0);
end

%Glätten der CVT- Strategie
i_CVT_sm1=smoothdata(i_CVT_pre2,1,'gaussian',[2 3]);
i_CVT=smoothdata(i_CVT_sm1,2,'gaussian',[2 3]);

%Grafik
figure;hold all; grid on;
title('Übersetzungsstrategie für CVT');
surf(n_mot,Alpha,i_CVT);
colormap('jet');
xlim([1300,10000]);ylim([0,100]);zlim([round(i_XT_low-
0.1,1),round(i_XT_high+0.1,1)]);
set(gca,'xtick',1500:500:10000);
set(gca,'ytick',0:5:100);
set(gca,'ztick',round(i_XT_low-
0.1,2):0.05:round(i_XT_high+0.1,2));
legend('verbesserte CVT- Strategie geglättet')
xlabel('Drehzahl n [1/min]');
ylabel('Drosselklappenwinkel \alpha_ % [%]');
zlabel('Übersetzung i_{CVT} [-]');

%Kennfeld für LockUp- Controller
k_n=(i_XT_low-i_XT_high)/(n_max-n_idle);           % Steigung
d_n=i_XT_high-k_n*n_idle;                          % Determinante
v_decl=18;                                          % Geschwindigkeit bei der die Kupplung
eingerrückt wird

```

```

N_LUp=(k_n*n_mot+d_n).*ones(1,19); %
KF_LUp=(v_decl*i_XT_high)./N_LUp.*ones(33,19);
%Kennfeld für LockUp- Controller

toc %Ende der Rechenzeitermittlung

%Grafik für Dokumentation DA
figure;hold all; grid on;
title('Übersetzungsstrategie für CVT');
surf(n_mot,Alpha,i_CVT_lin);
colormap('jet');
xlim([1300,10000]);ylim([0,100]);zlim([round(i_XT_low-
0.1,1),round(i_XT_high+0.1,1)]);
set(gca,'xtick',1500:500:10000);
set(gca,'ytick',0:5:100);
set(gca,'ztick',round(i_XT_low-
0.1,2):0.05:round(i_XT_high+0.1,2));
legend('CVT- Strategie linear')
xlabel('Drehzahl n [1/min]');
ylabel('Drosselklappenwinkel \alpha_° [%]');
zlabel('Übersetzung i_{CVT} [-]');

%Grafik für Dokumentation DA
figure;hold all; grid on;
title('Übersetzungsstrategie für CVT');
surf(n_mot,Alpha,i_CVT_pre2);
colormap('jet');
xlim([1300,10000]);ylim([0,100]);zlim([round(i_XT_low-
0.1,1),round(i_XT_high+0.1,1)]);
set(gca,'xtick',1500:500:10000);
set(gca,'ytick',0:5:100);
set(gca,'ztick',round(i_XT_low-
0.1,2):0.05:round(i_XT_high+0.1,2));
legend('CVT- Strategie nicht geglättet')
xlabel('Drehzahl n [1/min]');
ylabel('Drosselklappenwinkel \alpha_° [%]');
zlabel('Übersetzung i_{CVT} [-]');

```

## Anhang C Eingangsdaten für Simulation

Die KTM- internen Fahrprofile, wurden auf Basis einer größeren Anzahl an Testfahrten ermittelt. Es existieren keine Einschränkungen hinsichtlich der Gangwahl. Untenstehende Abbildung zeigt einen Kartenausschnitt in der Nähe von Santa Oliva (Provinz Tarragona, ESP). Auf der eingezeichneten Strecke wurden große Teile der Messdaten für das KTM\_RC- Fahrprofil aufgezeichnet.



Abbildung App C-1; Fahrstrecke auf deren Basis das KTM\_RC- Fahrprofil ermittelt wurde

## C.1 Fahrzyklen

### WMTC

Der WMTC wird in der Global technical regulation No.2 der Vereinten Nationen definiert (United Nations Economic Commission for Europe, 2004). Für Staaten innerhalb der Europäischen Union ist für die Homologation von Motorrädern die Anwendung der Verordnung EU/134/2014 (Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften, 2013) verpflichtend. Darin wird festgeschrieben, dass der WMTC für die Typengenehmigung hinsichtlich der Abgasemissionen nach dem Kaltstart von einspurigen Fahrzeugen maßgeblich ist. Es erfolgt eine Unterteilung in drei Phasen von jeweils 600 Sekunden Länge, in Stadt-, Freiland- und Autobahnabschnitt. Das Profil der jeweiligen Phase ist vom Fahrzeugtyp abhängig und wird auf Basis von Höchstgeschwindigkeit und Hubraum bestimmt.

Gesamtdauer: 1800 s ; FZG im Stillstand: 170 s ; Höchstgeschwindigkeit: 125,30  $\text{km/h}$  ; Durchschnittsgeschwindigkeit: 57,83  $\text{km/h}$

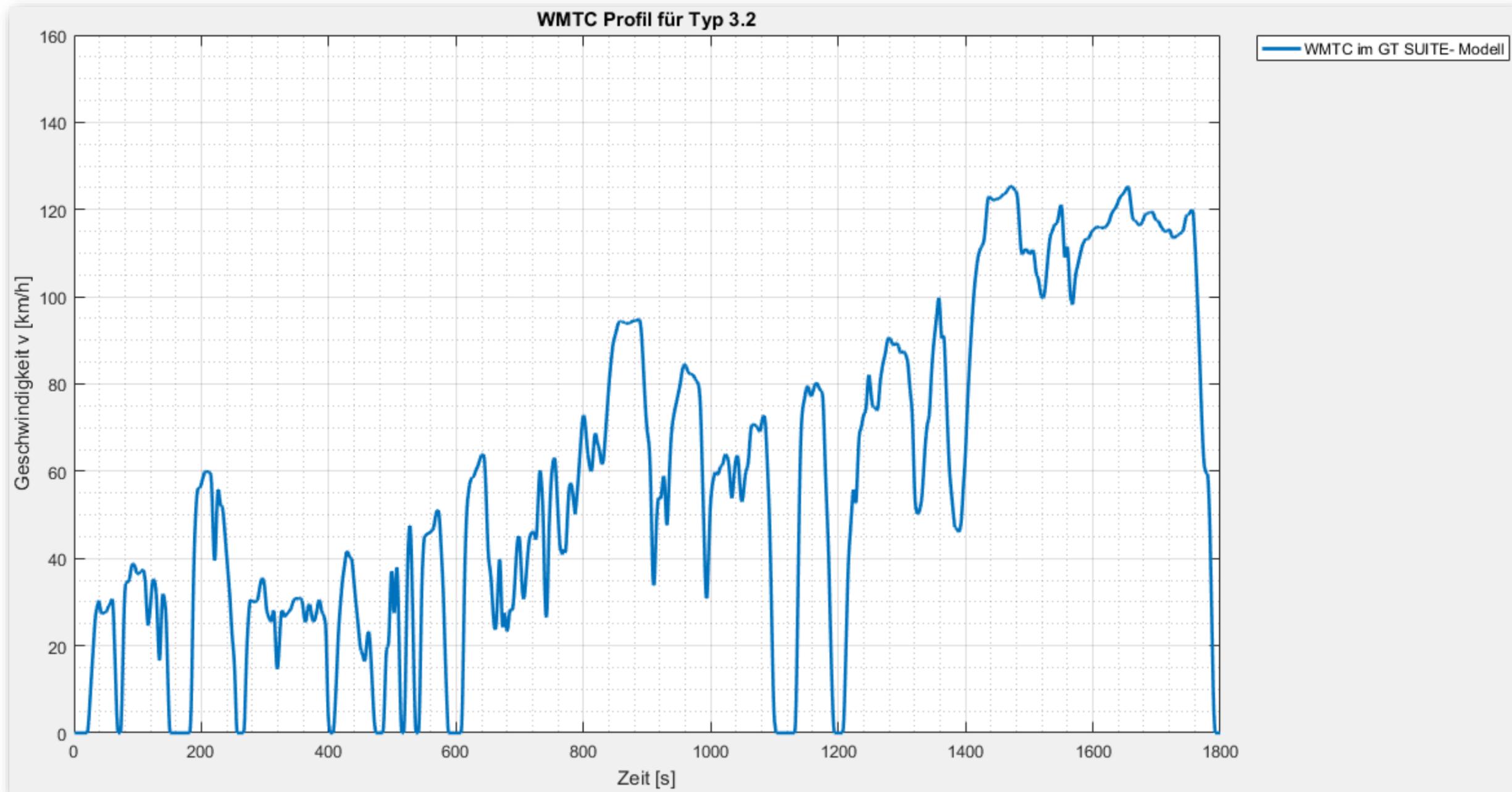


Abbildung App C-2; Fahrprofil des World Motorcycle Test Cycles für Fahrzeuge gemäß der Definition als Typ 3.2 (Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften, 2013)

**FTP- 75**

Für eine Typgenehmigung hinsichtlich der Abgase am Markt der Vereinigten Staaten von Amerika wird ein Fahrprofil der US Environmental Protection Agency (US EPA – US Umweltbehörde) angewandt. Das Federal Test Procedure- 75 ist Teil des Urban Dynamometer Schedules und beinhaltet eine Kaltstartphase von 0 ÷ 505 s, eine Phase im stabilen Temperaturbereich von 506 ÷ 1372 s sowie einer Warmstartphase von 1373 ÷ 1874 s nach einer 10 minütigen Betriebspause des Motors. Wie anhand untenstehender Abbildung zu erkennen, wird das Profil der Kaltstartphase nach der Betriebspause nochmals durchfahren.

Gesamtdauer: 1874 s ; FZG im Stillstand: 43 s ; Höchstgeschwindigkeit: 34,12  $\text{km/h}$  ; Durchschnittsgeschwindigkeit: 91,25  $\text{km/h}$

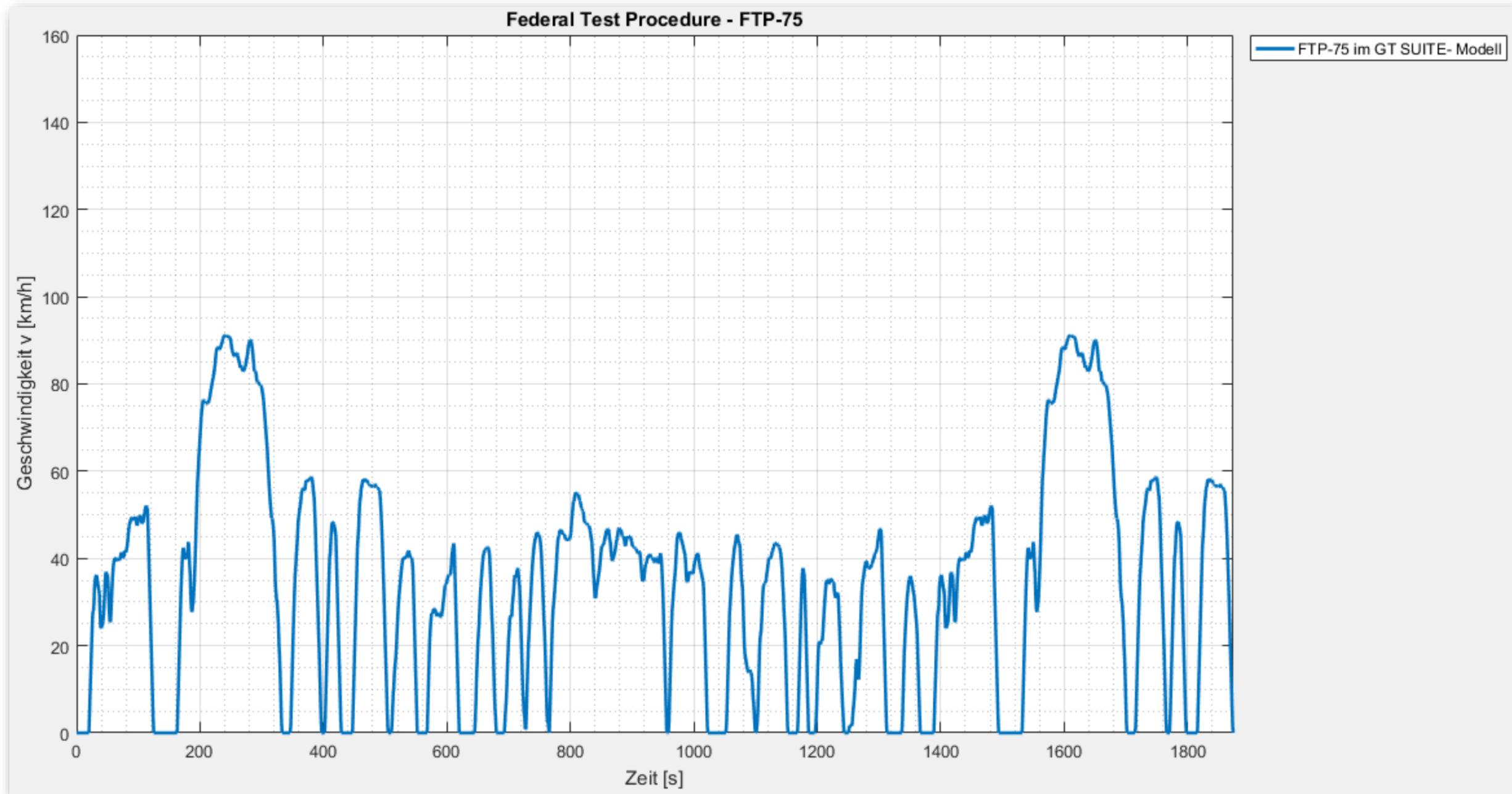


Abbildung App C-3; Fahrprofil des Federal Test Procedure 75 (US Environmental Protection Agency, 1978)

### SC03

Der Ursprung des Supplemental Federal Test Procedures – SC03 liegt in der Simulation der Motorlast und damit der Emissionen beim Betrieb von Fahrzeugen mit Klimaanlage. Seitens GT wird dieser Zyklus als „aggressiv“ bezeichnet und als alternatives Fahrprofil zur Beurteilung von Fahrzeugen mit hohen längsdynamischen Ansprüchen empfohlen. Als „aggressiven“ Fahrstil kann hierbei das oftmalige beschleunigen aus dem Stillstand auf Geschwindigkeiten im Freilandstraßen- Bereich bezeichnet werden.

Gesamtdauer: 596 s ; FZG im Stillstand: 384 s ; Höchstgeschwindigkeit: 88,20  $\text{km/h}$  ; Durchschnittsgeschwindigkeit: 34,80  $\text{km/h}$

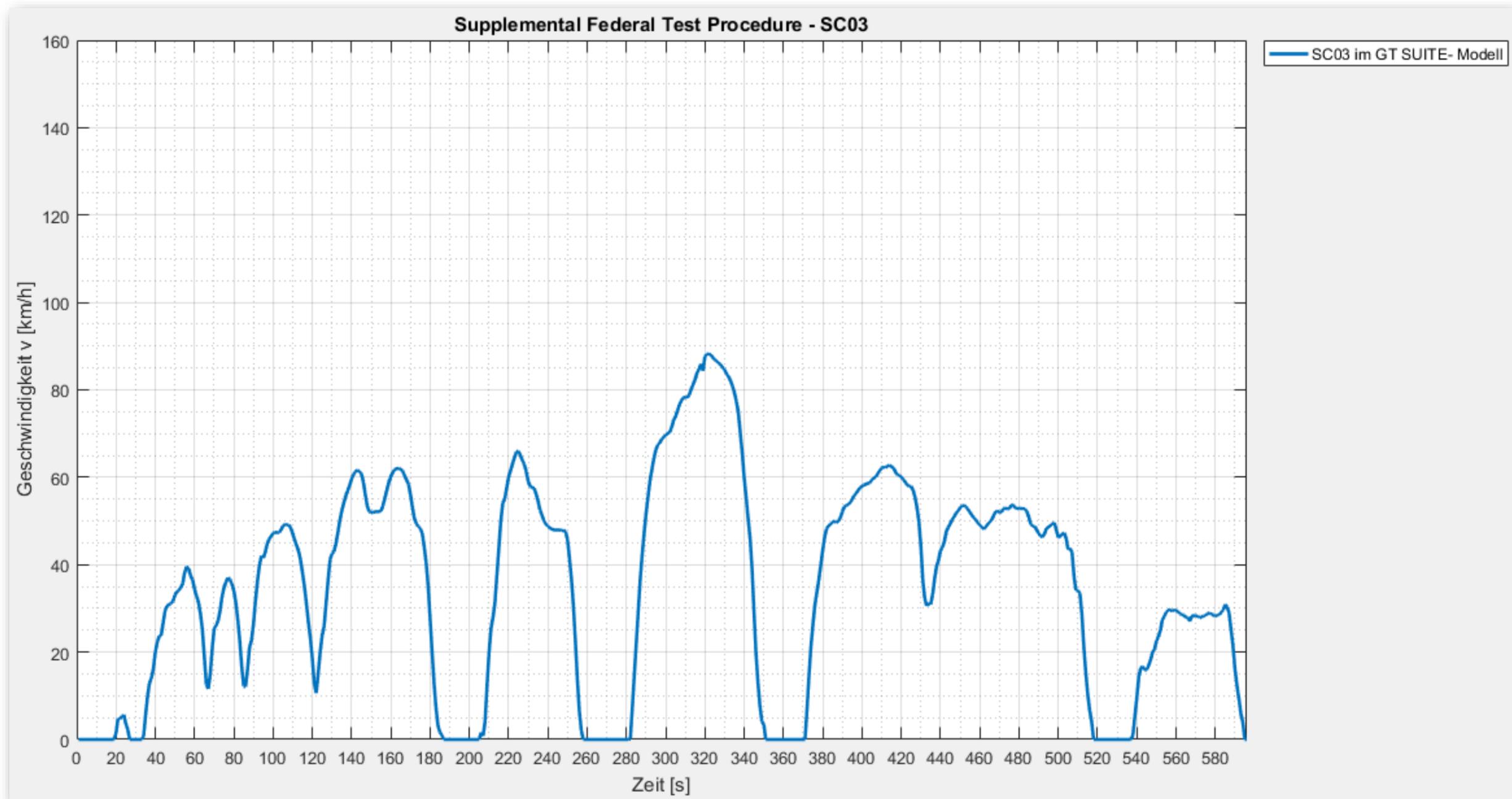


Abbildung App C-4; Fahrprofil des Supplemental Federal Test Procedure - SC03 (US Environmental Protection Agency, 2008)

## KTM\_CC

Der KTM CityCycle basiert auf Messdaten die im Rahmen von Ergonomie- und Komforttests in der städtischen Umgebung von Santa Oliva (Provinz Tarragona, ESP) ermittelt wurden. Seitens eines Mitarbeiters der Firma KTM wurden aus den Rohdaten Fahrzyklen erstellt, die der statistischen Verteilung der Zeit- und Geschwindigkeitsabschnitte entsprechen. An die Testfahrer wurden keine Anweisungen hinsichtlich Fahrstil erteilt, weshalb von real im öffentlichen Straßenverkehr auftretenden Geschwindigkeiten ausgegangen werden kann.

Gesamtdauer: 1301 s ; FZG im Stillstand: 384 s ; Höchstgeschwindigkeit: 64,43  $\text{km/h}$  ; Durchschnittsgeschwindigkeit: 21,76  $\text{km/h}$

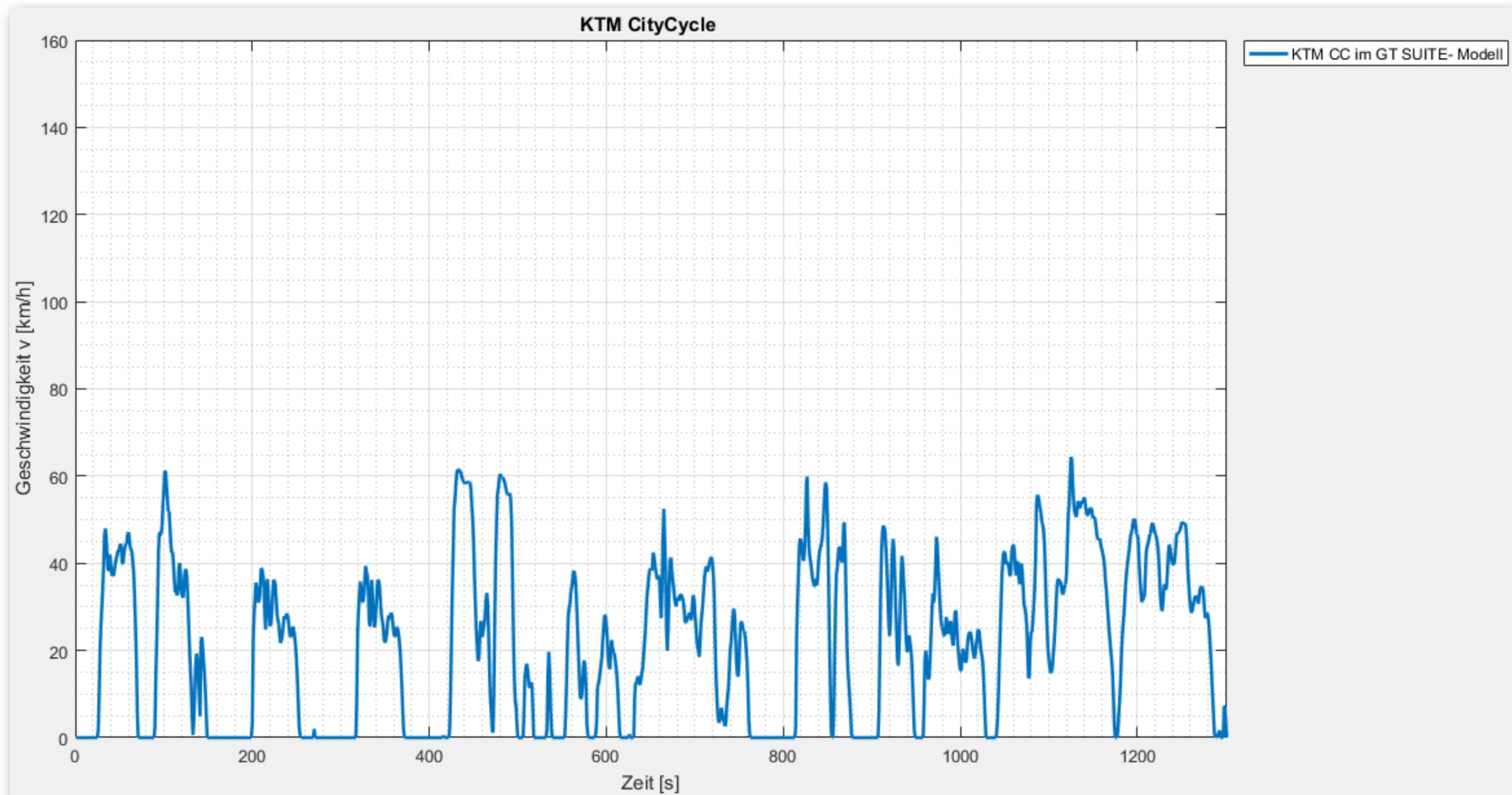


Abbildung App C-5; Fahrprofil der Firma KTM zur Repräsentation von Fahrten im Stadtverkehr (Schwarz, 2017)

## KTM\_RC

Der KTM RuralCycle basiert auf Messdaten die im Rahmen von Ergonomie- und Komforttests im Großraum von Santa Oliva (Provinz Tarragona, ESP) ermittelt wurden. Die einheitliche Fahrtstrecke umfasst dabei mehrspurige Autobahnen, Freilandstraßen mit und ohne Vorrang sowie Gemeindestraßen. Die Landschaft kann als hügelig und teilweise bewaldet beschrieben werden. Die Ermittlung des Fahrprofils erfolgte in gleicher Art, wie beim KTM CityCycle.

Gesamtdauer: 2478 s ; FZG im Stillstand: 358 s ; Höchstgeschwindigkeit: 75,88  $km/h$  ; Durchschnittsgeschwindigkeit: 157,00  $km/h$

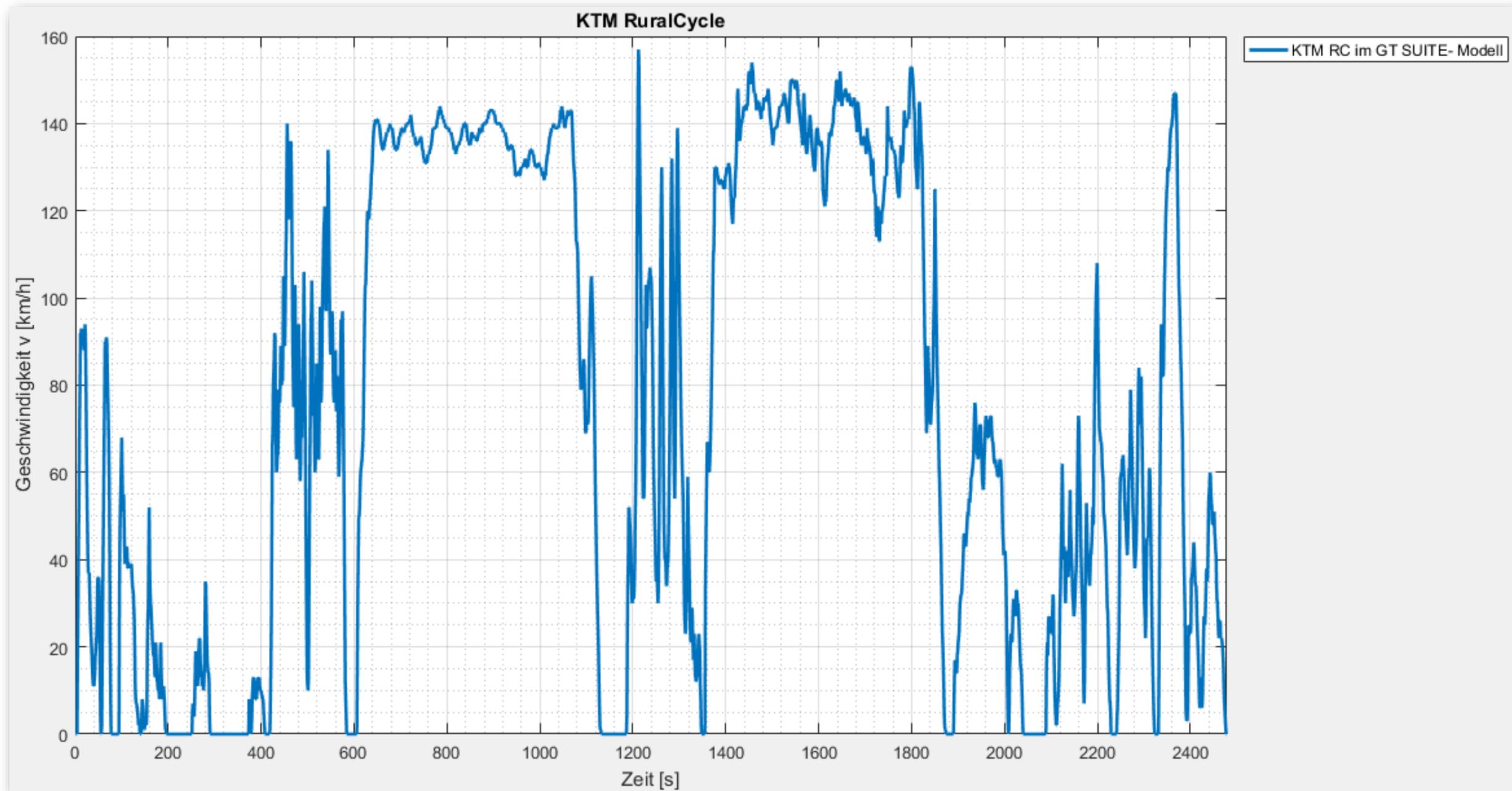


Abbildung App C-6; Fahrprofil der Firma KTM zur Repräsentation von Fahrten auf Überlandstraßen (Schwarz, 2017)

## Performance Profil

Das Fahrprofil dient der Beurteilung der Fahrzeuglängsdynamik im Zuge der Erstellung von Schaltstrategien. In Abschnitt I von 0 ÷ 100 Sekunden wird eine Vollastbeschleunigung aus dem Stillstand bis zur Höchstgeschwindigkeit durchgeführt. Während des Hochlaufes werden die Zeiten bei Erreichen von 60, 80, 100, 200 und 240  $\text{km/h}$  aufgezeichnet. Um eine vollständige Öffnung der Drosselklappe jederzeit zu gewährleisten, ist die Anforderung hinsichtlich der Geschwindigkeit so hoch gewählt, dass sie mit einer KTM 1290 SUPER DUKE GT nicht erreicht werden kann. Die folgenden Abschnitte zeichnen sich durch unterschiedliche Anfangsgeschwindigkeiten von 40, 60 und 70  $\text{km/h}$  aus. Eine Konstantfahrt von 15 Sekunden ermöglicht es, die Schwankungen der Fahrzeuggeschwindigkeit vor den Beschleunigungsphasen abklingen zu lassen. Um zu gewährleisten, dass seitens des Driver- Templates die Drosselklappe bis zum Erreichen der Zielgeschwindigkeit in den Durchzugssimulationen vollständig geöffnet bleibt, besteht hier ebenso eine nicht erfüllbare Anforderung an die Fahrgeschwindigkeit. Beim Überschreiten der Kriterien- Linie (rot, strich- punktiert) erfolgt das Stoppen der Zeitmessung. Dies erlaubt die Berechnung der Zeitintervalls für die Simulation des Durchzuges.

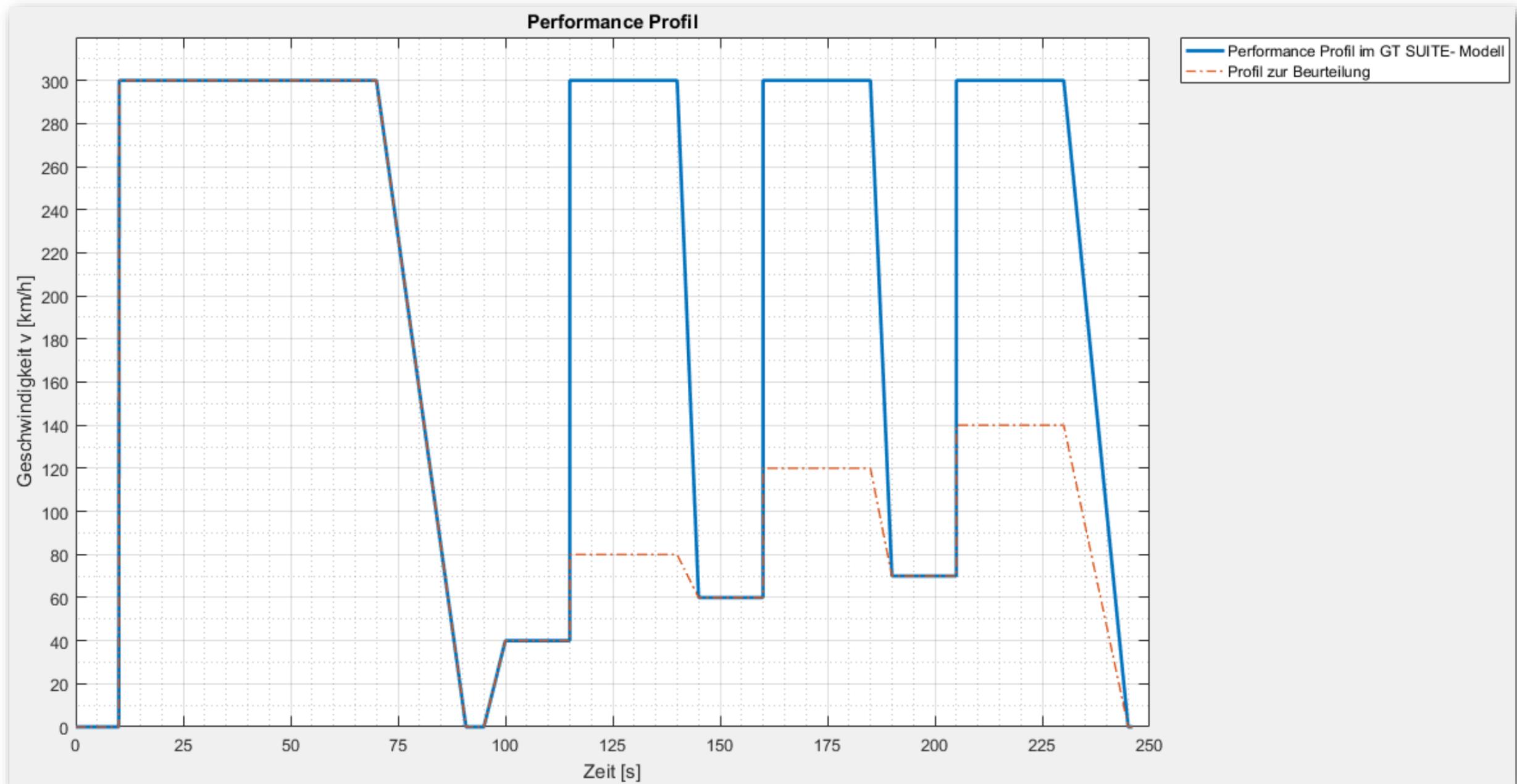


Abbildung App C-7; Fahrprofil zur Beurteilung der Fahrzeuglängsdynamik

## C.2 Erhöhung der Spreizung

Tabelle App C-1; Erhöhung der Spreizung bei unveränderter Triebstrangübersetzung der langsamsten Fahrstufe

Stufen- bezeichnung	Standard- Übersetzungen KTM 1290 SUPERDUKE GT			Variante 1- Übersetzungen KTM 1290 SUPERDUKE GT			Variante 2- Übersetzungen KTM 1290 SUPERDUKE GT			Variante 3- Übersetzungen KTM 1290 SUPERDUKE GT		
	Übersetzung	Stufensprung	Progressions- faktor	Übersetzung	Stufensprung	Progressions- faktor	Übersetzung	Stufensprung	Progressions- faktor	Übersetzung	Stufensprung	Progressions- faktor
	$i_k$	$\varphi_{k;k+1}$	$\psi_{k;k+2}$	$i_k$	$\varphi_{k;k+1}$	$\psi_{k;k+2}$	$i_k$	$\varphi_{k;k+1}$	$\psi_{k;k+2}$	$i_k$	$\varphi_{k;k+1}$	$\psi_{k;k+2}$
prim	1,975			1,975			1,6957			1,7142		
1	2,917	1,36755743		2,917	1,576756757		3,40	1,818181818		3,88	2,097297297	
2	2,133	1,27954409	1,06878492	1,85	1,312056738	1,201744339	1,87	1,395522388	1,302868255	1,85	1,468253968	1,428429511
3	1,667	1,23481481	1,03622347	1,41	1,194915254	1,098033298	1,34	1,175438596	1,187235464	1,26	1,188679245	1,235197783
4	1,35	1,2	1,02901235	1,18	1,156862745	1,032892847	1,14	1,096153846	1,072329948	1,06	1,139784946	1,042897828
5	1,125	1,1682243	1,0272	1,02	1,2	0,964052288	1,04	1,253012048	0,874815089	0,93	1,328571429	0,857902648
6	0,963			0,85			0,83			0,70		
7												
8												
sek	2,2352			2,2352			2,2352			1,9411		
Spreizung		3,0290758			3,431764706			4,09638554			5,542857143	
Triebstrangübersetzungen für langsamste und schnellste Fahrstufe												
i_prim_1_sek		12,8777309			12,87769706			12,88695652			12,91159664	
i_prim_6_sek		4,25137295			3,7525			3,145933504			2,329411765	

Tabelle App C-2; Erhöhung der Spreizung bei unveränderter Triebstrangübersetzung der schnellsten Fahrstufe

Stufen- bezeichnung	Standard- Übersetzungen KTM 1290 SUPERDUKE GT			Variante 1- Übersetzungen KTM 1290 SUPERDUKE GT			Variante 2- Übersetzungen KTM 1290 SUPERDUKE GT			Variante 3- Übersetzungen KTM 1290 SUPERDUKE GT		
	Übersetzung	Stufensprung	Progressions- faktor	Übersetzung	Stufensprung	Progressions- faktor	Übersetzung	Stufensprung	Progressions- faktor	Übersetzung	Stufensprung	Progressions- faktor
	$i_k$	$\varphi_{k;k+1}$	$\psi_{k;k+2}$	$i_k$	$\varphi_{k;k+1}$	$\psi_{k;k+2}$	$i_k$	$\varphi_{k;k+1}$	$\psi_{k;k+2}$	$i_k$	$\varphi_{k;k+1}$	$\psi_{k;k+2}$
prim	1,975			2,2571			2,2571			2,3142		
1	2,917	1,36755743		2,917	1,576756757		3,4	1,818181818		3,88	2,099508108	
2	2,133	1,27954409	1,06878492	1,85	1,312056738	1,201744339	1,87	1,395522388	1,302868255	1,85	1,468253968	1,429935252
3	1,667	1,23481481	1,03622347	1,41	1,194915254	1,098033298	1,34	1,175438596	1,187235464	1,26	1,188679245	1,235197783
4	1,35	1,2	1,02901235	1,18	1,156862745	1,032892847	1,14	1,096153846	1,072329948	1,06	1,139784946	1,042897828
5	1,125	1,1682243	1,0272	1,02	1,2	0,964052288	1,04	1,253012048	0,874815089	0,93	1,328571429	0,857902648
6	0,963			0,85			0,83			0,70		
7												
8												
sek	2,2353			2,2352			2,2941			2,625		
Spreizung		3,0290758			3,42278212			4,14634146			5,51036361	
Triebstrangübersetzungen für langsamste und schnellste Fahrstufe												
i_prim_1_sek		12,8777309			14,71736807			17,60571429			23,59584675	
i_prim_6_sek		4,25137295			4,288571429			4,297865546			4,2525	

## Anhang D Simulationsergebnisse

### D.1 Aufbau und Beschreibung der Simulationsprotokolle

Sämtliche Simulationsprotokolle liegen für die berechneten Fahrprofile

- WMTC
- KMT\_CC
- KTM\_RC
- FTP- 75
- SC03

im digitalen Anhang vor.

Als Grunddaten sind auf der ersten Seite im jeweiligen Diagramm links oben die Größen der Motordrehzahl, der Geschwindigkeit des Fahrzeuges und des eingelegten Ganges oder im Fall eines CVT- Konzeptes das Übersetzungsverhältnis über der Zeit aufgetragen. Das rechts oben befindliche Diagramm zeigt den Verlauf der Ist- und der Soll- FZG-Geschwindigkeit.

In den unteren Abbildungen ist links das Verbrauchskennfeld mit den eingezeichneten Betriebspunkten des Motors zu sehen, rechts davon ist die zeitliche Verteilung der Betriebspunkte im Motorkennfeld über der Drehzahl und dem eff. Mitteldruck gezeigt.

Seite zwei beinhaltet oben links ein Diagramm des Verlaufes der Regelgröße. Sie zeigt die Abweichung von Soll- und Ist- Geschwindigkeit des Fahrzeuges über der Zeit.

Rechts oben ist eine Übersicht über die Gangwechselforgänge dargestellt. Über der Zeit sind die Größen für die Gesamtübersetzung im Antriebsstrang, die eingelegte Gangstufe, die Anforderung der Gangstufe und das Indikatorsignal für den eigentlichen Gangwechsel aufgetragen. Im Diagramm zu den Verhältnissen in der Kupplung wird dargestellt, dass eine Differenzdrehzahl nur bei einem Gangwechsel auftritt. Rechts unten angeordnet findet sich das Diagramm der Nutzungsanteile einzelner Gänge.

Bei CVT- Konzepten sind im rechten oberen Diagramm die Drehzahlen von An- und Abtriebsseite des Getriebes sowie des zugeordneten Übersetzungsverhältnisses dargestellt. Die Diagramme in der unteren Zeile zeigen das Übersetzungsverhältnis im CVT sowie die Differenzdrehzahl in der Kupplung.

## D.2 Inhaltsverzeichnis der digital verfügbaren Simulationsergebnisse

Als Ergebnisse der Schaltstrategieermittlungen sind nur jene der Best- Strategie jeden Konzeptes verfügbar.

- Gestufte Getriebe
  - 5 Fahrstufen
    - Ergebnisse der Beststrategie
  - 6 Fahrstufen
    - Ergebnisse der Validierung des Fahrzeugmodells
    - Ergebnisse der Randwertuntersuchungen
    - Ergebnisse der Schaltstrategieermittlung für die Serien-Übersetzungsverhältnisse
    - Ergebnisse der Schaltstrategieermittlung für die Serien-Übersetzungsverhältnisse, geringster KrSt- Verbrauch im WMTC
    - Ergebnisse der Schaltstrategieermittlung für die Neuberechnung der Übersetzungsverhältnisse
    - Ergebnisse der Schaltstrategieermittlung für die Neuberechnung der Übersetzungsverhältnisse, geringster KrSt- Verbrauch im WMTC
  - 7 Fahrstufen
    - Ergebnisse der Schaltstrategieermittlung für die Neuberechnung der Übersetzungsverhältnisse
  - 8 Fahrstufen
    - Ergebnisse der Schaltstrategieermittlung für die Neuberechnung der Übersetzungsverhältnisse
- stufenlose Getriebe
  - Ergebnisse des linearen Übersetzungskennfeldes
  - Ergebnisse des gestuften Übersetzungskennfeldes
  - Ergebnisse des geglätteten Übersetzungskennfeldes
  - Ergebnisse des verbesserten, geglätteten Übersetzungskennfeldes

## Anhang E **Fahrzeugdaten KTM 1290 SUPER DUKE GT**

Die angegebenen allgemeinen Fahrzeugdaten wurden den Homologationsunterlagen der Firma KTM entnommen und stellen damit den Serienstand mit aufrechter Zulassung zum Betrieb auf öffentlichen Straßen dar. (KTM AG, 2015)

Die vorliegenden Rohdaten wurden während der Entwicklung am Motorprüfstand ermittelt. Sowohl Motor als auch dessen Steuergerät befinden sich bei den ermittelten Messdaten am Stand der Serienproduktion.

## E.1 Allgemeine Maße und Gewichte des Fahrzeuges

Radstand			$l_{RS}$	1492	mm
Distanz Schwerpunkt zu Hinterradachse			$l_{COG;R}$	750,875	mm
Distanz Vorderradachse zu Schwerpunkt			$h_{COG;F}$	~375	mm
Fahrzeugmasse	in	Norm-	$m_{viro}$	231	kg
Betriebsbereitschaft					
- am Vorderrad			$m_{viro;F}$	116	kg
- am Hinterrad			$m_{viro;R}$	115	kg
Fahrzeugmasse	in	Norm-	$m_{FZG}$	306	kg
Betriebsbereitschaft mit Normfahrer					
- Vorderrad			$m_{FZG;F}$	154	kg
- am Hinterrad			$m_{FZG;R}$	152	kg
höchst zulässiges Gesamtgewicht			$m_{HZG}$	456	kg
- am Vorderrad			$m_{HZG;F}$	165	kg
- am Hinterrad			$m_{HZG;R}$	320	kg
frontale projizierte Fläche					
- mit Norm- Fahrer			$A_{proj}$	0,9	m <sup>2</sup>
- ohne Fahrer			$A_{proj;nR}$	0,569	m <sup>2</sup>
Auftriebsbeiwert					
bei 140 km/h			$c_{a;140}$	0,034	-
- vorne			$c_{aF;140}$	0,317	
- hinten			$c_{aR;140}$	-0,283	
bei 250 km/h			$c_{w;250}$	0,037	-
- vorne			$c_{aF;250}$	0,318	
- hinten			$c_{aR;250}$	-0,281	
Luftwiderstandsbeiwert					
- bei 140 km/h			$c_{W;140}$	0,592	-
- bei 250 km/h			$c_{W;250}$	0,594	-
Nickmomentbeiwert					
- bei 140 km/h			$c_{mx;140}$	0,300	-
- bei 250 km/h			$c_{mx;250}$	0,299	-

Seitenkraftbeiwert			
- bei 140 $km/h$	$c_{S;140}$	-0,014	-
- bei 250 $km/h$	$c_{mx;250}$	-0,007	-

## E.2 Leistungsdaten und geometrische Abmaße des Verbrennungsmotors

Nenndrehzahl	$n_{idle}$	1500	$1/min$
Höchstzahl	$n_{max}$	11000	$1/min$
max. Leistung	$P_{max}$	130	$kW$
- bei	$n_{P,max}$	9750	$1/min$
max. Moment	$M_{max}$	141	$Nm$
- bei	$n_{M,max}$	7000	$1/min$
Emissionen 168/2013/EU (EUR4)			
- HC	$\lambda_{HC}$	93	$mg/km$
- CO	$\lambda_{CO}$	742	$mg/km$
- NO <sub>x</sub>	$\lambda_{NOx}$	11	$mg/km$
Zylinderanzahl		2	-
Zylinderwinkel		75	$^{\circ}$
Hub / Bohrung		108 x 71	$mm$
Kurbelradius	$r_{KW}$	35,5	$mm$
Pleuellänge	$l_{Pl}$	121	$mm$
Hubraum	$V_h$	1301	$cm^3$
Verdichtungsverhältnis	$\varepsilon$	13,1	-

## E.3 Daten der Kupplung

Masse der Kupplung	$m_{Kpp}$	4,8	$kg$
max. übertragbares Drehmoment statisch	$M_{Kpp,max,stat}$		$Nm$
Durchmesser am Reibbelag			
- Innendurchmesser	$d_{i,Kpp}$	128	$mm$
- Außendurchmesser	$d_{a,Kpp}$	150	$mm$
Betätigungsweg			
- nominal	$x_{Akt,nom}$	2,1	$mm$
- verschlissen	$x_{Akt,ab}$	1,5	$mm$
Betätigungskraft			
nominal	$F_{Akt,nom}$	1080	$N$
verschlissen	$F_{Akt,ab}$	900	$N$
Steifigkeit torsional		166,34	$Nm/^{\circ}$

#### E.4 Getriebe – Übersetzungsverhältnisse und Wirkungsgrade

Primärübersetzung	$i_{prim}$	$\frac{79}{40} = 1,975$	-
Wirkungsgrad der Primärübersetzung	$\eta_{prim}$	0,985	-
Übersetzungsverhältnis 1. Gang	$i_1$	$\frac{35}{12} = 2,917$	-
Wirkungsgrad 1. Gang	$\eta_1$	0,98202	-
Übersetzungsverhältnis 2. Gang	$i_2$	$\frac{32}{15} = 2,133$	-
Wirkungsgrad 2. Gang	$\eta_2$	0,99014	-
Übersetzungsverhältnis 3. Gang	$i_3$	$\frac{30}{18} = 1,667$	-
Wirkungsgrad 3. Gang	$\eta_3$	0,99076	-
Übersetzungsverhältnis 4. Gang	$i_4$	$\frac{27}{20} = 1,350$	-
Wirkungsgrad 4. Gang	$\eta_4$	0,99234	-
Übersetzungsverhältnis 5. Gang	$i_5$	$\frac{27}{24} = 1,125$	-
Wirkungsgrad 5. Gang	$\eta_5$	0,99135	-
Übersetzungsverhältnis 6. Gang	$i_6$	$\frac{26}{27} = 0,963$	-
Wirkungsgrad 6. Gang	$\eta_6$	0,99125	-

#### E.5 Getriebe – Trägheiten

Antriebswelle	$\theta_{Get;EW}$	$9,3295978 \cdot 10^4$	$gmm^2$
Abtriebswelle	$\theta_{Get;AW}$	$8,4341191 \cdot 10^4$	$gmm^2$
Ritzel 1. Gang	$\theta_{Get;z1_1}$	Ritzelwelle	
Ritzel 2. Gang	$\theta_{Get;z1_2}$	$3,7210839 \cdot 10^4$	$gmm^2$
Ritzel 3. Gang	$\theta_{Get;z1_3}$	$1,9841726 \cdot 10^5$	$gmm^2$
Ritzel 4. Gang (Schieberad mit 3. Gang)	$\theta_{Get;z1_4}$	Schieberad mit 3. Gang	
Ritzel 5. Gang	$\theta_{Get;z1_5}$	$1,5737559 \cdot 10^5$	$gmm^2$
Ritzel 6. Gang	$\theta_{Get;z1_6}$	$2,0872988 \cdot 10^5$	$gmm^2$

Kranz 1. Gang	$\theta_{Get;z2\_1}$	$6,2779782 \cdot 10^5$	$gmm^2$
Kranz 2. Gang	$\theta_{Get;z2\_2}$	$4,7721252 \cdot 10^5$	$gmm^2$
Kranz 3. Gang	$\theta_{Get;z2\_3}$	$3,6630429 \cdot 10^5$	$gmm^2$
Kranz 4. Gang	$\theta_{Get;z2\_4}$	$2,6953982 \cdot 10^5$	$gmm^2$
Kranz 5. Gang	$\theta_{Get;z2\_5}$	$3,4314391 \cdot 10^5$	$gmm^2$
Kranz 6. Gang	$\theta_{Get;z2\_6}$	$2,7076333 \cdot 10^5$	$gmm^2$
Kettenritzel	$\theta_{Ritzel}$	$6,0302757 \cdot 10^4$	$gmm^2$
Antriebswelle komplett incl. Sicherungsringen, Lagern, Buchsen, usw.	$\theta_{EWkpl}$	$7,28190008 \cdot 10^5$	$gmm^2$
Abtriebswelle komplett incl. Sicherungsringen, Lagern, Buchsen, usw.	$\theta_{AWkpl}$	$2,48317315 \cdot 10^6$	$gmm^2$

## E.6 Triebstrang

Sekundärübersetzung	$i_{sek}$	$\frac{38}{17}$ $= 2,2353$	-
Wirkungsgrad der Sekundärübersetzung	$\eta_{sek}$	0,965	-
dyn. Reifenradius			
- am Vorderrad	$r_{dyn;F}$	300,007	$mm$
- am Hinterrad	$r_{dyn;R}$	318,945	$mm$

## E.7 Bordnetz

Bordnetzspannung	$U_{nenn;Bord}$	13,2	$V$
Leistung Generator	$P_{Gen}$	450	$W$
Kapazität der Bordnetzatterie	$C_{Bat;Bord}$	11,2	$Ah$

## E.8 Motorkennlinien unter Vollast

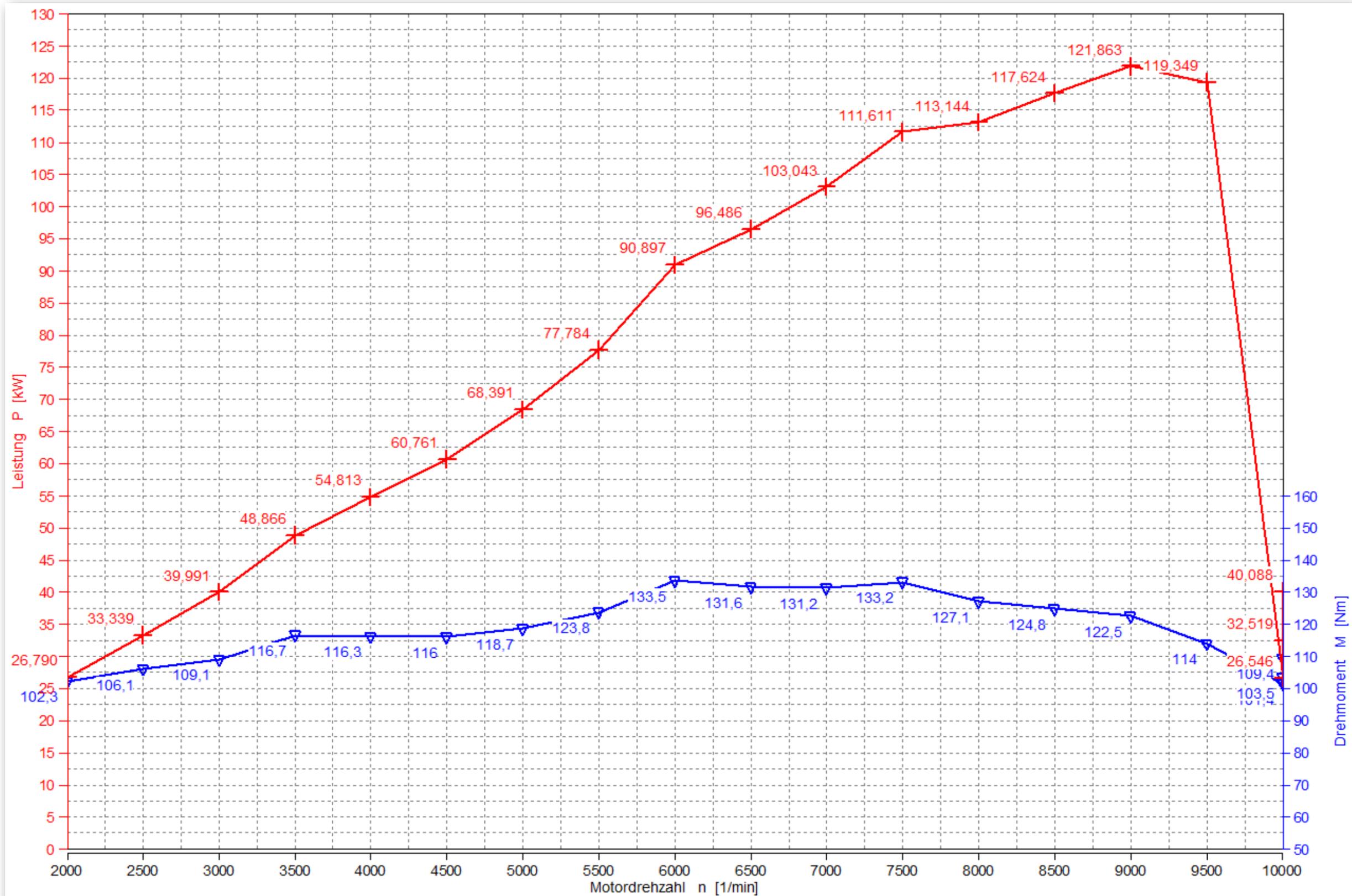


Abbildung App E-1; Motorkennlinien von Drehmoment [Nm] und Leistung [kW] über Drehzahl bei Vollast, Daten (KTM AG, 2016)

## E.9 Motorkennfelder

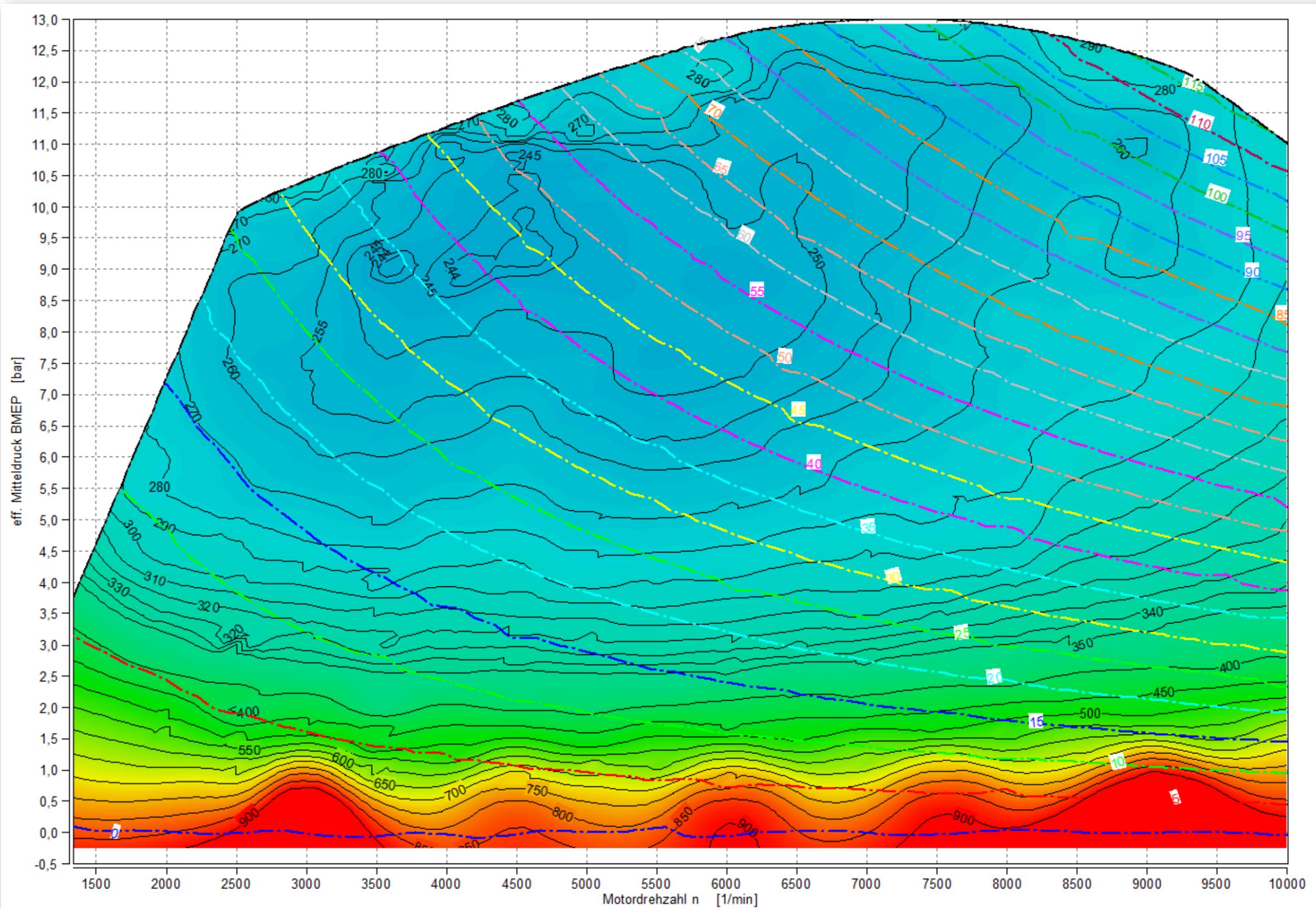


Abbildung App E-2; Verbrauchskennfeld mit spez. Kraftstoffverbrauch in [g/kWh] über Motordrehzahl und eff. Mitteldruck aus Messungen am Motorprüfstand; strich-punktirt die Linien gleicher Leistung [kW], Daten (KTM AG, 2016)

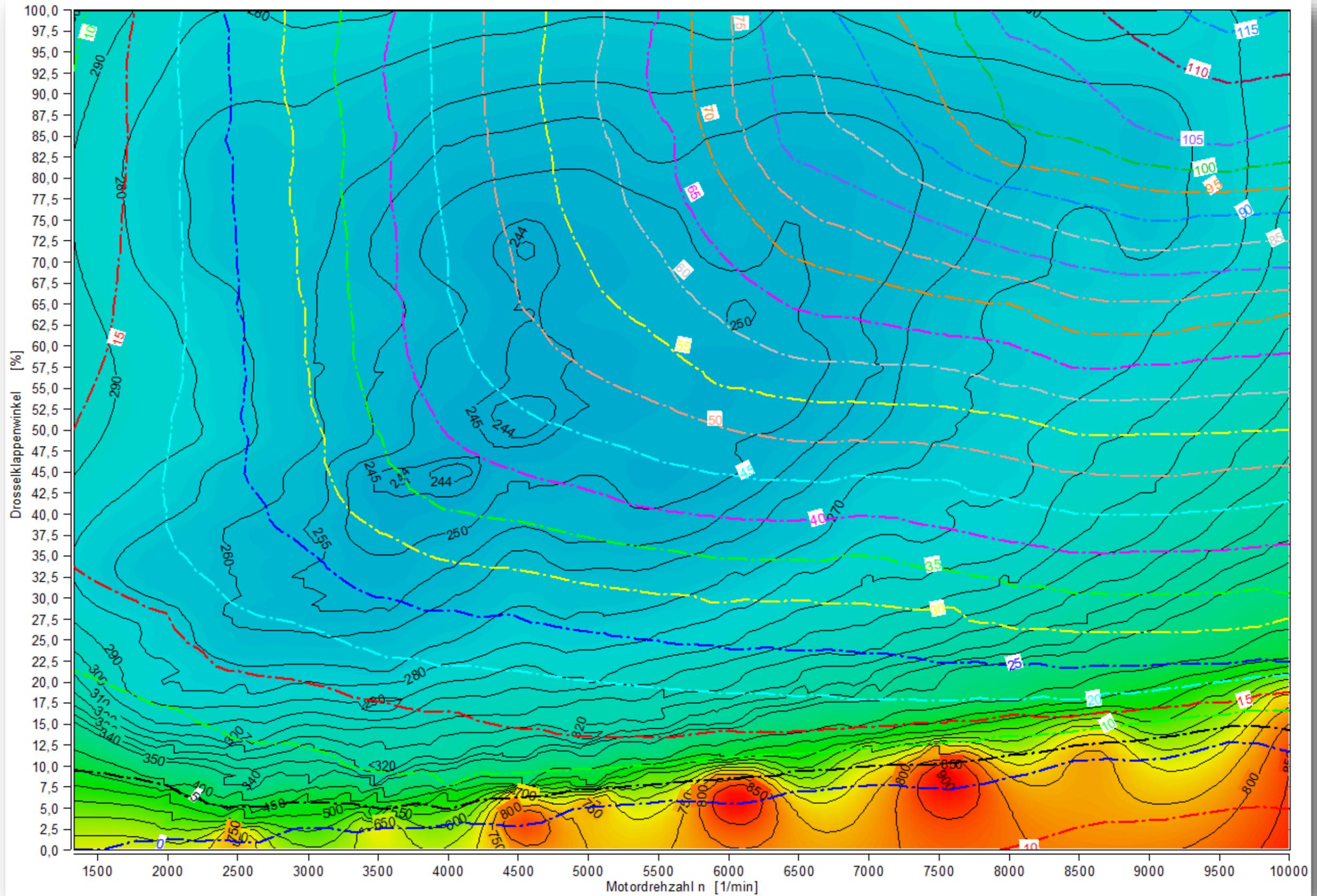


Abbildung App E-3; Verbrauchskennfeld mit spez. Kraftstoffverbrauch in [g/kWh] über Motordrehzahl und prozentualen Drosselklappenwinkel; strich- punktiert die Linien gleicher Leistung [kW], Daten (KTM AG, 2016)

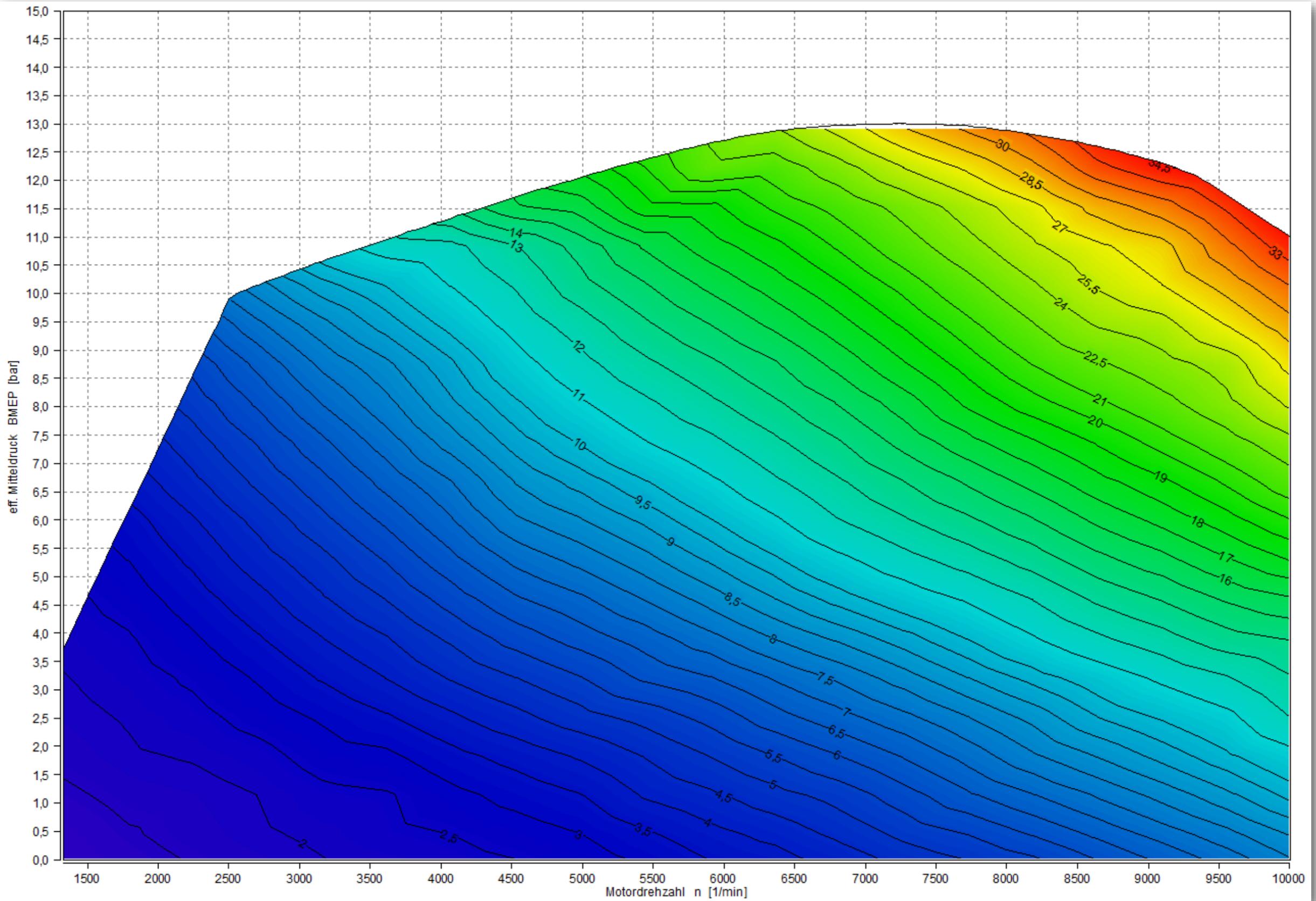


Abbildung App E-4; Kennfeld des stündlichen Kraftstoffverbrauches in [kg/h] über Drehzahl [1/min] und eff. Mitteldruck [bar]



## Tabellenverzeichnis des Anhanges

<i>Tabelle App C-1; Erhöhung der Spreizung bei unveränderter Triebstrangübersetzung der langsamsten Fahrstufe.....</i>	<i>C-42</i>
<i>Tabelle App C-2; Erhöhung der Spreizung bei unveränderter Triebstrangübersetzung der schnellsten Fahrstufe .....</i>	<i>C-43</i>

## Abbildungsverzeichnis des Anhanges

Abbildung App B-1; Basismodell KTM 1290 SUPERDUKE GT.....	B-7
Abbildung App B-2; Aufbau des Getriebes im Basismodell.....	B-8
Abbildung App B-3; Fahrzeugmodell mit modellierten Getriebekomponenten der KTM 1290 SUPERDUKE GT.....	B-9
Abbildung App B-4; Getriebe in Einzelbauteilen mit Templates des Transmission- SubAss.....	B-10
Abbildung App B-5; Fahrzeugmodell mit Analyse- Template zur Schaltpunktoptimierung.....	B-11
Abbildung App B-6; geänderte FZG- Unterbaugruppe für die Schaltpunktanalyse.....	B-12
Abbildung App B-7; Hybridmodell auf Basis der KTM 1290 SUPER DUKE GT.....	B-13
Abbildung App B-8; Driver- Template mit geöffneten Model Properties.....	B-14
Abbildung App B-9; Driver- Template mit Gear Shift Control.....	B-15
Abbildung App B-10; Unterbaugruppe des Verbrennungsmotors.....	B-16
Abbildung App B-11; Kupplungs- Unterbaugruppe.....	B-17
Abbildung App B-12; Driver- Unterbaugruppe.....	B-18
Abbildung App B-13; ECU- Unterbaugruppe.....	B-19
Abbildung App B-14; TCU- Unterbaugruppe.....	B-20
Abbildung App B-15; Unterbaugruppe "Instruments_Analysis".....	B-21
Abbildung App B-16; Unterbaugruppe "WMTCSifting".....	B-22
Abbildung App C-1; Fahrstrecke auf deren Basis das KTM_RC- Fahrprofil ermittelt wurde.....	C-35
Abbildung App C-2; Fahrprofil des World Motorcycle Test Cycles für Fahrzeuge gemäß der Definition als Typ 3.2 (Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften, 2013).....	C-36
Abbildung App C-3; Fahrprofil des Federal Test Procedure 75 (US Environmental Protection Agency, 1978).....	C-37
Abbildung App C-4; Fahrprofil des Supplemental Federal Test Procedure - SC03 (US Environmental Protection Agency, 2008).....	C-38
Abbildung App C-5; Fahrprofil der Firma KTM zur Repräsentation von Fahrten im Stadtverkehr (Schwarz, 2017).....	C-39
Abbildung App C-6; Fahrprofil der Firma KTM zur Repräsentation von Fahrten auf Überlandstraßen (Schwarz, 2017).....	C-40
Abbildung App C-7; Fahrprofil zur Beurteilung der Fahrzeuglängsdynamik.....	C-41
Abbildung App E-1; Motorkennlinien von Drehmoment [Nm] und Leistung [kW] über Drehzahl bei Vollast, Daten (KTM AG, 2016).....	E-51
Abbildung App E-2; Verbrauchskennfeld mit spez. Kraftstoffverbrauch in [g/kWh] über Motordrehzahl und eff. Mitteldruck aus Messungen am Motorprüfstand; strich- punktiert die Linien gleicher Leistung [kW], Daten (KTM AG, 2016).....	E-52
Abbildung App E-4; Verbrauchskennfeld mit spez. Kraftstoffverbrauch in [g/kWh] über Motordrehzahl und prozentualem Drosselklappenwinkel; strich- punktiert die Linien gleicher Leistung [kW], Daten (KTM AG, 2016).....	E-53
Abbildung App E-5; Kennfeld des stündlichen Kraftstoffverbrauches in [kg/h] über Drehzahl [1/min] und eff. Mitteldruck [bar].....	E-54

## Literaturverzeichnis des Anhanges

- Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften. 2007.** Richtlinie 2007/46/EG. - zur Schaffung eines Rahmens für die Genehmigung von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern sowie von Systemen, Bauteilen und selbständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge. 05. September 2007.
- **2013.** Verordnung 134/2014/EU. - zur Ergänzung von 168/2013/EU ... in Bezug auf die Anforderungen an die Umweltverträglichkeit und die Leistung der Antriebseinheit ... 16. Dezember 2013.
- Eichseder, Helmut. 2014.** Verbrennungskraftmaschinen Vertiefte Ausbildung. Skriptum zur gleichnamigen Lehrveranstaltung. Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften, Technische Universität Graz, Sommersemester, 2014.
- Gamma Technologies, LLC. 2017.** [Online] 2017. [Zitat vom: 05. Juli 2017.]  
<https://www.gtisoft.com/>.
- Harnischmacher, Frederik. 2017.** KTM AG. unveröffentlichte Daten. Mattighofen, 2017.
- Kirchner, Eckhard. 2007.** Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben. Berlin : Springer, 2007. ISBN 978-3-540-35288-4.
- Lohmann, Johannes. Nachdruck 2009.** Zahnradgetriebe, 3. Neubearb. und erw. Aufl. Berlin : Springer, Nachdruck 2009. ISBN 978-3-540-89459-9.
- Müller, Herbert W. 1998.** Umlaufgetriebe, 2. Neubearb. und erw. Aufl. Berlin : Springer, 1998. ISBN: 978-3-642-63698-1.
- Naunheimer, Harald, Bertsche, Bernd und Lechner, Gisbert. 2007.** Fahrzeuggetriebe, 2. bearb. und erw. Aufl. Berlin : Springer, 2007. ISBN 978-3-540-30625-2.
- Schwarz, Manuel. 2017.** KTM AG. unveröffentlichte Daten. Mattighofen, 2017.
- United Nations Economic Commission for Europe. 2004.** Global technical regulation No. 15. - Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure. 18. November 2004.
- **2004.** Global technical regulation No. 2. - measurement procedure for two-wheeled motorcycles equipped with a positive or compression ignition engine with regard to the emission of gaseous pollutants, CO<sub>2</sub> emissions and fuel consumption. 18. November 2004.
- **2013.** Regulation No. 101. - Uniform provisions concerning the approval of passenger cars powered by an internal combustion engine only, or powered by a hybrid electric power train with regard to the measurement of the emission of carbon dioxide and fuel consumption ... 27. Jänner 2013.
- US Environmental Protection Agency. 1978.** EPA Federal Test Procedure. - FTP-75. 1978.
- **2008.** EPA Supplemental Federal Test Procedure. - SC03. 2008.