

Masterarbeit

Schätzverfahren für adaptive Regelung von Hybridgetrieben

Estimation Procedure for Adaptive Control of Hybrid Gearboxes

vorgelegt von
Koray Karci

Studiengang
Maschinenbau

Prüfer
Prof. Dr.-Ing. Oliver Sawodny

Betreuer
M.Sc. Michel Bauer

Prüfungsdatum
30.09.2018

Kurzfassung

Kurzfassung

Abstract

Abstract

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen und Formelzeichen	7
1 Einleitung und Motivation	9
2 Modellierung	11
2.1 Modellierung des Antriebsstrangs	11
2.2 Modellierung der Reibung an Kupplungen und Bremsen	21
3 Sensitivitätsanalyse	23
3.1 Erstes Unterkapitel	23
3.2 Zweites Unterkapitel	23
4 Beobachterentwurf	25
4.1 Erstes Unterkapitel	25
4.2 Zweites Unterkapitel	25
5 Zusammenfassung und Ausblick	27
A Anhang	29
Abbildungsverzeichnis	31
Tabellenverzeichnis	33

Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungen

DOF	Freiheitsgrade (Engl.: Degrees of Freedom)
E/A	Eingang/Ausgang
IMC	Internal Model Control
MPC	Modellprädiktive Regelung (Engl.: Model Predictive Control)

Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
I	A	Strom
U	V	Spannung
T	K	Temperatur
τ	s	Zeitkonstante
ρ_L	kg/m ³	Dichte der Luft
u		Regeleingang des zu regelnden Systems
x		Zustandsvektor
y		Regelausgang des zu regelnden Systems

Kapitel 1

Einleitung und Motivation

Dies ist die Einleitung und Motivation. Freitag

Kapitel 2

Modellierung

In diesem Kapitel wird ein für die Simulation verwendetes detailliertes Modell des Antriebsstrangs hergeleitet. Hierfür wird ein vorhandenes, starres Modell um Elastizitäten der Seitenwellen ergänzt. Für die Herleitung wird dabei der Lagrange Formalismus verwendet, welcher daher auch kurz beschrieben wird. Im weiteren werden aus dem detaillierten Modell vereinfachte Modelle hergeleitet, welche dem Entwurf der Beobachter im Kapitel 5 dienen.

2.1 Modellierung des Antriebsstrangs

Zur Modellierung des Antriebsstrangs wird zunächst die Getriebedynamik mittels der Newton-Euler Gleichungen berechnet. Dazu wird zu Beginn kurz auf die Herleitung dieser Gleichungen eingegangen. Danach wird dieses um die Elastizitäten der Seitenwellen ergänzt, woraus sich ein schwingfähiges System ergibt.

2.1.1 Beschreibung des allgemeinen Newton-Euler-Formalismus

Die Position und Orientierung von jedem Körper i eines holonomen Mehrkörpersystems mit p Körpern und f Freiheitsgraden (FHG), kann in Abhängigkeit der verallgemeinerten Koordinaten $\mathbf{y} \in \mathbb{R}^f$ angegeben werden mit

$$\mathbf{r}_i = \mathbf{r}_i(\mathbf{y}, t) \quad i = 1(1)p \quad (2.1)$$

$$\mathbf{s}_i = \mathbf{s}_i(\mathbf{y}, t). \quad (2.2)$$

Durch die zeitliche Ableitung dieser ergeben sich die translatorischen und rotatorischen Geschwindigkeiten

$$\mathbf{v}_i = \dot{\mathbf{r}}_i = \frac{\partial \mathbf{r}_i}{\partial \mathbf{y}} \cdot \dot{\mathbf{y}} + \frac{\partial \mathbf{r}_i}{\partial t} = \mathbf{J}_{Ti}(\mathbf{y}, t) \cdot \dot{\mathbf{y}} + \bar{\mathbf{v}}_i(\mathbf{y}, t) \quad (2.3)$$

$$\boldsymbol{\omega}_i = \dot{\mathbf{s}}_i = \frac{\partial \mathbf{s}_i}{\partial \mathbf{y}} \cdot \dot{\mathbf{y}} + \frac{\partial \mathbf{s}_i}{\partial t} = \mathbf{J}_{Ri}(\mathbf{y}, t) \cdot \dot{\mathbf{y}} + \bar{\boldsymbol{\omega}}_i(\mathbf{y}, t) \quad (2.4)$$

mit der Jacobi-Matrix der Translation \mathbf{J}_{Ti} und der Rotation \mathbf{J}_{Ri} . Die lokalen Geschwindigkeitsvektoren $\bar{\mathbf{v}}_i(\mathbf{y}, t)$ und $\bar{\boldsymbol{\omega}}_i(\mathbf{y}, t)$ treten nur bei Systemen mit rheonomen Bindungen auf. Nach erneuter zeitlicher Ableitung ergeben sich die Beschleunigungen

$$\mathbf{a}_i = \dot{\mathbf{v}}_i = \mathbf{J}_{Ti} \cdot \ddot{\mathbf{y}} + \dot{\mathbf{J}}_{Ti} \cdot \dot{\mathbf{y}} + \dot{\bar{\mathbf{v}}}_i = \mathbf{J}_{Ti}(\mathbf{y}, t) \cdot \ddot{\mathbf{y}} + \bar{\mathbf{a}}_i(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, t) \quad (2.5)$$

$$\boldsymbol{\alpha}_i = \dot{\boldsymbol{\omega}}_i = \mathbf{J}_{Ri} \cdot \ddot{\mathbf{y}} + \dot{\mathbf{J}}_{Ri} \cdot \dot{\mathbf{y}} + \dot{\bar{\boldsymbol{\omega}}}_i = \mathbf{J}_{Ri}(\mathbf{y}, t) \cdot \ddot{\mathbf{y}} + \bar{\boldsymbol{\alpha}}_i(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, t) \quad (2.6)$$

mit den lokalen Beschleunigungsvektoren $\bar{\mathbf{a}}_i$ und $\bar{\boldsymbol{\alpha}}_i$. Des weiteren lassen sich für die Dynamik eines Systems virtuelle Bewegungen definieren. Diese sind willkürliche, infinitesimale Bewegungen des Systems, welche mit den skleronomen und den rheonomen Bindungen verträglich sind. Für virtuelle Bewegungen an holonomen Bindungen gilt

$$\delta \mathbf{r} \neq \mathbf{0}, \quad (2.7)$$

$$\delta \mathbf{r} = \mathbf{0}, \quad (2.8)$$

$$\delta t = 0. \quad (2.9)$$

Damit lassen sich die virtuellen Bewegungen der einzelnen Körper i definieren zu

$$\delta \mathbf{r}_i = \frac{\partial \mathbf{r}_i}{\partial \mathbf{y}} \cdot \delta \mathbf{y} = \mathbf{J}_{Ti}(\mathbf{y}, t) \cdot \delta \mathbf{y} \quad (2.10)$$

$$\delta \mathbf{s}_i = \frac{\partial \mathbf{s}_i}{\partial \mathbf{y}} \cdot \delta \mathbf{y} = \mathbf{J}_{Ri}(\mathbf{y}, t) \cdot \delta \mathbf{y}. \quad (2.11)$$

Die Kinetik eines Körpers i wird durch die Newtonschen- und Eulerschen-Gleichungen beschrieben. Die Newtonschen-Gleichungen eines Körpers i lassen sich angeben als

$$m_i \mathbf{a}_i(t) = \mathbf{f}_i(t) \quad (2.12)$$

wobei m_i die Masse des Körpers angibt und $\mathbf{f}_i(t)$ die Summe der angreifenden Kräfte. Diese lassen sich wiederum einteilen in eingeprägte Kräfte \mathbf{f}^e und Reaktionskräfte \mathbf{f}^r . Die Eulerschen Gleichungen lauten

$$\mathbf{I}_i(t) \cdot \boldsymbol{\alpha}_i(t) + \tilde{\boldsymbol{\omega}}_i(t) \cdot \mathbf{I}_i(t) \boldsymbol{\omega}_i(t) = \mathbf{l}_i(t) \quad (2.13)$$

mit dem Trägheitstensor $\mathbf{I}_i(t)$ und den äußeren Momenten $\mathbf{l}_i(t)$ bezogen auf den Massenmittelpunkt des Körpers i im Inertialsystem und dem schiefssymmetrische 3x3-Tensor $\tilde{\boldsymbol{\omega}}_i(t)$. Die äußeren Momenten $\mathbf{l}_i(t)$ lassen sich äquivalent zum translatorischen Fall wieder in eingeprägte Momente \mathbf{l}^e und Reaktionsmomente \mathbf{l}^r aufteilen. Der schiefssymmetrische 3x3-Tensor ist für ein beliebigen Vektor

$$\mathbf{v} = [v_1 \quad v_2 \quad v_3]^T \quad (2.14)$$

definiert als

$$\tilde{\mathbf{v}} = \begin{bmatrix} 0 & -v_3 & v_2 \\ v_3 & 0 & -v_1 \\ -v_2 & v_1 & 0 \end{bmatrix}. \quad (2.15)$$

Darüber hinaus kann mit den virtuellen Bewegungen aus (2.10) und (2.11) die virtuelle Arbeit $\delta \mathbf{W}$ definiert werden. Da es, wie in (2.8) definiert, in Richtung der Bindungen keine virtuellen Bewegungen geben kann, ergibt sich für die virtuelle Arbeit der Reaktionskräfte

$$\delta \mathbf{W}^r = \sum_{i=1}^p (\mathbf{f}_i^r \cdot \delta \mathbf{r}_i + \mathbf{l}_i^r \cdot \delta \mathbf{s}_i) = 0. \quad (2.16)$$

Mit den Gleichungen 2.12, 2.13 und der beschriebenen Aufteilung der äußeren Kräfte in eingeprägte Kräfte und Reaktionskräfte, folgt aus (2.17) das d'Alembertsche Prinzip für Mehrkörpersysteme

$$\sum_{i=1}^p [(m_i \mathbf{a}_i - \mathbf{f}_i^e) \cdot \delta \mathbf{r}_i + (\mathbf{I}_i \cdot \boldsymbol{\alpha}_i + \tilde{\boldsymbol{\omega}} \cdot \mathbf{I}_i \cdot \boldsymbol{\omega}_i - \mathbf{l}_i^e) \cdot \delta \mathbf{s}_i] = 0. \quad (2.17)$$

Durch einsetzen der virtuellen Bewegungen (2.10) und (2.11) ergibt sich daraus

$$\delta \mathbf{y} \sum_{i=1}^p \left[\mathbf{J}_{Ti}^T \cdot (m_i \mathbf{a}_i - \mathbf{f}_i^e) + \mathbf{J}_{Ri}^T \cdot (\mathbf{I}_i \cdot \boldsymbol{\alpha}_i + \tilde{\boldsymbol{\omega}} \cdot \mathbf{I}_i \cdot \boldsymbol{\omega}_i - \mathbf{l}_i^e) \right] = 0. \quad (2.18)$$

Das einarbeiten der kinematischen Gleichungen (2.3) – (2.6) in ... führt zur Bewegungsgleichung für holonome Mehrkörpersysteme (MKS)

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^p \left[\mathbf{J}_{Ti}^T \cdot m_i \cdot \mathbf{J}_{Ti} + \mathbf{J}_{Ri}^T \cdot \mathbf{I}_i \cdot \mathbf{J}_{Ri} \right] \ddot{\mathbf{y}} + \sum_{i=1}^p \left[\mathbf{J}_{Ti}^T \cdot m_i \cdot \bar{\mathbf{a}}_i + \mathbf{J}_{Ri}^T \cdot \mathbf{I}_i \cdot \bar{\boldsymbol{\alpha}}_i + \mathbf{J}_{Ri}^T \cdot \tilde{\boldsymbol{\omega}}_i \cdot \mathbf{I}_i \cdot \boldsymbol{\omega}_i \right] = \\ \sum_{i=1}^p \left[\mathbf{J}_{Ti}^T \cdot \mathbf{f}_i^e + \mathbf{J}_{Ri}^T \cdot \mathbf{l}_i^e \right]. \end{aligned} \quad (2.19)$$

Darin lässt sich die erste Summe zur Massenmatrix $\mathbf{M}(\mathbf{y}, t)$, die zweite Summe zum Vektor der verallgemeinerten Zentrifugal- und Corioliskräfte $\mathbf{k}(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, t)$ und die dritte Summe zum Vektor der verallgemeinerten Kräfte $\mathbf{q}(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, t)$ zusammenfassen, wodurch sich (2.19) schreiben lässt als

$$\mathbf{M}(\mathbf{y}, t) \cdot \ddot{\mathbf{y}} + \mathbf{k}(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, t) = \mathbf{q}(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, t) \quad (2.20)$$

2.1.2 Beschreibung des Getriebeaufbaus

Mit der allgemeinen Bewegungsgleichung für MKS (2.20) kann die Getriebedynamik berechnet werden. Das in dieser Arbeit betrachtete Getriebe besteht im wesentlichen aus vier hintereinander liegenden Umlaufgetrieben. Der schematische Aufbau eines Umlaufgetriebes ist in Abbildung ??? zu sehen. Dieses besteht aus dem Sonnenrad in der Mitte, den darum gleichmäßig verteilten Planetenrädern, welche auf dem Planetenträger drehbar gelagert sind und dem Hohlrad. Der Zusammenhang der einzelnen Drehzahlen ist gegeben durch die beiden Zwangsbedingungen (ZB)

$$\text{Sonne} - \text{Planeten} : \quad r_{S,j} \omega_{S,j} - r_{T,j} \omega_{T,j} + r_{P,j} \omega_{P,j} = 0 \quad (2.21)$$

$$\text{Planeten} - \text{Hohlrad} : \quad r_{H,j} \omega_{H,j} - r_{T,j} \omega_{T,j} - r_{P,j} \omega_{P,j} = 0 \quad (2.22)$$

mit den Rollradien $r_{S,j}$, $r_{P,j}$, $r_{T,j}$ und $r_{H,j}$ des Sonnenrads, des Planetenrads, des Planetenträgers und des Hohlrades im j -ten Planetensatz. Entsprechenden gelten die Indizes auch für die Winkelgeschwindigkeiten $\omega_{S,j}$, $\omega_{P,j}$, $\omega_{T,j}$ und $\omega_{H,j}$. Dabei gilt, dass die Verhältnisse der Rollradien denen der Zähnezahlen einer Zahnradverbindung entsprechen. Der Rollradius des Planetenträgers entspricht somit der Summe der Zähnezahl der Sonne $z_{S,j}$ und des Planeten $z_{P,j}$ und es ergibt sich

$$\text{Sonne} - \text{Planeten} : \quad z_{S,j} \omega_S - (z_{S,j} + z_{P,j}) \omega_{T,j} + z_{P,j} \omega_{P,j} = 0 \quad (2.23)$$

$$\text{Planeten} - \text{Hohlrad} : \quad z_{H,j} \omega_{H,j} - (z_S + z_{P,j}) \omega_{T,j} - z_{P,j} \omega_{P,j} = 0. \quad (2.24)$$

Die Größe $z_{S,j}$ entspricht der Zähnezahl am Hohlrad im j -ten Planetensatz. Die Verschaltung der vier Planetensätze zeigt Abbildung ???. Aus den acht Wellen ergeben sich entsprechende acht FHG im des MKS. Vier weitere kommen durch die Planeten der einzelnen Planetensätze

Tabelle 2.1: Übersetzung und aktive Schaltelemente je Gang.

Gang	Übersetzung	Schaltelement					
		K81	B05	B08	K38	K27	B06
1. Gang	5,354		•		•		•
2. Gang	3,243	•			•		•
3. Gang	2,252	•	•				•
4. Gang	1,636		•			•	•
5. Gang	1,211	•	•			•	
6. Gang	1,000	•			•	•	
7. Gang	0,865		•		•	•	
8. Gang	0,717			•	•	•	
9. Gang	0,601		•	•		•	
N	—		•				•
R	-4,798		•	•			•

hinzu. Somit hat das freie MKS $f_{\text{frei}} = 12$ FHG. Unter Berücksichtigung der beiden Zwangsbedingungen (2.23) und (2.24) ergibt sich somit die Anzahl der FHG des beschränkten MKS zu

$$f = f_{\text{frei}} - 4q = 12 - 8 = 4 \quad (2.25)$$

mit der Anzahl der ZB in jedem Planetensatz q . Weiterhin ergeben sich durch die ZB an den einzelnen Planetensätzen die Zusammenhänge

$$\text{Planetensatz 1 : } z_{S,1}\omega_1 = (z_{S,1} + z_P)\omega_8 - z_{P,1}\omega_9 \quad (2.26a)$$

$$z_{H,1}\omega_4 = (z_{H,1} - z_P)\omega_8 + z_{P,1}\omega_9 \quad (2.26b)$$

$$\text{Planetensatz 2 : } z_{S,2}\omega_5 = (z_{S,2} + z_P)\omega_4 - z_{P,2}\omega_{10} \quad (2.26c)$$

$$z_{H,2}\omega_3 = (z_{H,2} - z_P)\omega_4 + z_{P,2}\omega_{10} \quad (2.26d)$$

$$\text{Planetensatz 3 : } z_{S,3}\omega_3 = (z_{S,3} + z_P)\omega_2 - z_{P,3}\omega_{11} \quad (2.26e)$$

$$z_{H,3}\omega_6 = (z_{H,3} - z_P)\omega_2 + z_{P,3}\omega_{11} \quad (2.26f)$$

$$\text{Planetensatz 4 : } z_{S,4}\omega_3 = (z_{S,4} + z_P)\omega_1 - z_{P,4}\omega_{12} \quad (2.26g)$$

$$z_{H,4}\omega_7 = (z_{H,4} - z_P)\omega_1 + z_{P,4}\omega_{12}. \quad (2.26h)$$

Die Gangschaltung erfolgt im Getriebe über jeweils drei Lamellenkupplungen und Lamellenbremsen. Mit Hilfe der Kupplungen lassen sich die Wellen 1 und 8, 8 und 3 und 2 und 7 verkoppeln. Über die drei Bremsen können die Wellen 8, 5 und 6 gegen das Gehäuse abgestützt werden. Um einen Gang zu schalten müssen drei der Schaltelemente betätigt sein. Dadurch verbleibt nur noch ein FHG der Getriebedynamik und es ergibt sich eine eindeutige Übersetzung zwischen Eingangs-drehzahl ω_1 und Ausgangs-drehzahl ω_2 . Die sich durch die jeweiligen Schaltungen ergebenden Übersetzungen können Tabelle ??? entnommen werden.

2.1.3 Anwendung des Newton-Euler-Formalismus

Die Wellen und Planeten rotieren alle nur um eine Achse bzw. bewegen sich nur auf einer Kreisbahn. Daher werden die Orientierungen und Ortsvektoren des einzelnen Körper als skalare angegeben. Die Ortsvektoren werden als Zylinderkoordinaten geschrieben. Somit ergibt sich der Vektor der Orientierungen der einzelnen Wellen und der Planeten zu

$$\mathbf{s} = \begin{bmatrix} s_1 & s_2 & \dots & s_{12} \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} \phi_1 & \phi_2 & \dots & \phi_{12} \end{bmatrix}^T \quad (2.27)$$

angegeben. Die Ortsvektoren der Wellen 1-8 können aufgrund der nicht vorhandenen translatorischen Bewegung gleich Null gesetzt werden. Lediglich die Planeten haben durch die Bewegung auf den Planetenträgern um die Drehachse der Wellen 1-8 einen translatorischen Anteil. Die Position der Planeten ergibt sich somit aus den entsprechenden Radien der Planetenträgern $r_{T,j}$ und der Orientierung der Planetenträgern. Daraus ergibt sich der Ortsvektor des Systems zu

$$\mathbf{r} = \begin{bmatrix} r_1 & r_2 & \dots & r_{12} \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} 0 & \dots & 0 & r_{T,1} \phi_8 & r_{T,2} \phi_4 & r_{T,3} \phi_2 & r_{T,4} \phi_1 \end{bmatrix}^T \quad (2.28)$$

Da das MKS $f = 4$ FHG hat lässt sich nach [Schiehlen.2017] dieses durch verallgemeinerte Koordinaten $\mathbf{y} \in \mathbb{R}^f$ beschreiben. Dabei liegt es nahe, die zu den am Getriebe gemessenen Winkelgeschwindigkeiten gehörigen Winkel ϕ_1 , ϕ_2 und ϕ_8 zu verwenden. Zusätzlich soll dazu ϕ_3 verwendet werden. Dadurch ergibt sich der Vektor der verallgemeinerten Koordinaten zu

$$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} \phi_1 & \phi_2 & \phi_3 & \phi_8 \end{bmatrix}^T. \quad (2.29)$$

Die Zusammenhänge in (2.26) gelten auch für die zugehörigen Winkel. Damit können \mathbf{s} und \mathbf{r} in Abhängigkeit der verallgemeinerten Koordinaten angegeben werden. Die Einträge von

$\mathbf{s}(\mathbf{y})$ ergeben sich zu

$$\phi_1 = \phi_1 \quad (2.30a)$$

$$\phi_2 = \phi_2 \quad (2.30b)$$

$$\phi_3 = \phi_3 \quad (2.30c)$$

$$\phi_4 = -\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}}\phi_1 + \left(\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}} + 1\right)\phi_8 \quad (2.30d)$$

$$\phi_5 = \left(-\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}} - \frac{z_{H,2}z_{S,1}}{z_{H,1}z_{S,2}}\right)\phi_1 - \frac{z_{H,2}}{z_{S,2}}\phi_3 + \left(\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}} + \frac{z_{H,2}}{z_{S,2}} + \frac{z_{H,2}z_{S,1}}{z_{H,1}z_{S,2}} + 1\right)\phi_8 \quad (2.30e)$$

$$\phi_6 = \left(\frac{z_{S,3}}{z_{H,3}} + 1\right)\phi_2 - \frac{z_{S,3}}{z_{H,3}}\phi_3 \quad (2.30f)$$

$$\phi_7 = \left(\frac{z_{S,4}}{z_{H,4}} + 1\right)\phi_1 - \frac{z_{S,4}}{z_{H,4}}\phi_3 \quad (2.30g)$$

$$\phi_8 = \phi_8 \quad (2.30h)$$

$$\phi_9 = -\frac{z_{S,1}}{z_{P,1}}\phi_1 + \left(\frac{z_{S,1}}{z_{P,1}} + 1\right)\phi_8 \quad (2.30i)$$

$$\phi_{10} = \left(\frac{z_{H,2}z_{S,1}}{z_{H,1}z_{P,2}} + \frac{z_{S,1}}{z_{H,1}}\right)\omega_1 + \frac{z_{H,2}}{z_{P,2}}\phi_3 + \left(\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}} - \frac{z_{H,2}}{z_{P,2}} - \frac{z_{H,2}z_{S,1}}{z_{H,1}z_{P,2}} + 1\right)\phi_8 \quad (2.30j)$$

$$\phi_{11} = \left(\frac{z_{S,3}}{z_{P,3}} + 1\right)\phi_2 - \frac{z_{S,3}}{z_{P,3}}\phi_3 \quad (2.30k)$$

$$\phi_{12} = \left(\frac{z_{S,4}}{z_{P,4}} + 1\right)\phi_1 - \frac{z_{S,4}}{z_{P,4}}\phi_3 \quad (2.30l)$$

Die Einträge von \mathbf{r} sind bis auf den Zehnten bereits in Abhängigkeit von \mathbf{y} angegeben. Der verbleibende Eintrag kann mit (2.30d) wie folgt angegeben werden

$$r_{10}(\mathbf{y}) = r_{T,2}\phi_4 = r_{T,2}\left(-\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}}\phi_1 + \left(\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}} + 1\right)\phi_8\right). \quad (2.31)$$

Durch die zeitliche Ableitung von $\mathbf{r}(\mathbf{y})$ und $\mathbf{s}(\mathbf{y})$ gemäß (2.3) und 2.4 erhält man die Jacobi-Matrizen der Translation \mathbf{J}_T und Rotation \mathbf{J}_R . Die Terme $\bar{\mathbf{v}}$ und $\bar{\boldsymbol{\omega}}$ verschwinden, da es sich um skleronome Bindungen handelt und die ZB (2.26) nicht explizit zeitabhängig sind. Auch die lokalen Beschleunigungsvektoren $\bar{\mathbf{a}}$ und $\bar{\boldsymbol{\omega}}$ verschwinden, da \mathbf{J}_T und \mathbf{J}_R zeitlich konstant sind. In der allgemeinen Bewegungsgleichung für holonome MKS (2.20) verschwinden somit die Zentrifugalkräfte in $\mathbf{k}(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, t)$. Auch die Corioliskräfte verschwinden, da für alle Körper das Inertialsystem als Referenzsystem verwendet wird. Im Vektor der verallgemeinerten Kräfte $\mathbf{q}(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, t)$ werden die eingepprägten Kräfte \mathbf{f}_i^e vernachlässigt da die translatorischen Bewegungen im Getriebe sehr klein gegenüber der rotatorischen Bewegungen sind. Somit reduziert sich (2.20) auf

$$\mathbf{M}(\mathbf{y}, t) \cdot \ddot{\mathbf{y}} = \mathbf{q}(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, t). \quad (2.32)$$

Die eingepprägten Momente sind die von den Schaltelementen aufgebrachten Momente T_{B05} , T_{B06} , T_{B08} , T_{K81} , T_{K38} und T_{K27} . Desweiteren wirken am Getriebeeingang T_{In} und am Ge-

triebeausgang T_{Out} . Damit ergibt sich der Vektor der eingprägten Momente zu

$$\boldsymbol{l}^e = \begin{bmatrix} T_{\text{In}} + T_{\text{K81}} \\ -T_{\text{K27}} - T_{\text{Out}} \\ -T_{\text{K38}} \\ 0 \\ T_{\text{B05}} \\ T_{\text{B06}} \\ T_{\text{K27}} \\ T_{\text{B08}} + T_{\text{K38}} - T_{\text{K81}} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (2.33)$$

Das Eingangsmoment T_{In} wird vom Verbrennungsmotor und einem Elektromotor gestellt. Das Ausgangsmoment T_{Out} wird an die Kardanwelle übertragen. Andere eingprägte Momente, wie Schleppmomente oder Reibungen an den Lagern werden vernachlässigt. Mit Hilfe der ersten Summe von (2.19) können die Einträge der 4x4-Massenmatrix \boldsymbol{M} berechnet werden.

Diese ergeben sich zu

$$\begin{aligned}
\mathbf{M}_{(1,1)} &= J_1 + J_7 \left(\frac{z_{S,4}}{z_{H,4}} + 1 \right)^2 + J_{12} \left(\frac{z_{S,4}}{z_{P,4}} + 1 \right)^2 + J_{10} \left(\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}} - \sigma_5 \right)^2 + J_5 \left(\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}} + \sigma_4 \right)^2 \\
&\quad + m_{P,4} r_{T,4}^2 + \frac{J_4 z_{S,1}^2}{z_{H,1}^2} + \frac{J_9 z_{S,1}^2}{z_{P,1}^2} + \frac{m_{P,2} r_{T,2}^2 z_{S,1}^2}{z_{H,1}^2} \\
\mathbf{M}_{(1,3)} &= \frac{J_5 z_{H,2} \left(\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}} + \sigma_4 \right)}{z_{S,2}} - \frac{J_{12} z_{S,4} \left(\frac{z_{S,4}}{z_{P,4}} + 1 \right)}{z_{P,4}} - \frac{J_{10} z_{H,2} \left(\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}} - \sigma_5 \right)}{z_{P,2}} - \frac{J_7 z_{S,4} \left(\frac{z_{S,4}}{z_{H,4}} + 1 \right)}{z_{H,4}} \\
\mathbf{M}_{(1,4)} &= J_{10} \left(\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}} - \sigma_5 \right) \sigma_3 - J_5 \left(\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}} + \sigma_4 \right) \sigma_2 - \frac{J_4 z_{S,1} \left(\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}} + 1 \right)}{z_{H,1}} \\
&\quad - \frac{J_9 z_{S,1} \left(\frac{z_{S,1}}{z_{P,1}} + 1 \right)}{z_{P,1}} - \frac{m_{P,2} r_{T,2}^2 z_{S,1} \left(\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}} + 1 \right)}{z_{H,1}} \\
\mathbf{M}_{(2,2)} &= J_2 + J_6 \left(\frac{z_{S,3}}{z_{H,3}} + 1 \right)^2 + J_{11} \left(\frac{z_{S,3}}{z_{P,3}} + 1 \right)^2 + m_{P,3} r_{T,3}^2 \\
\mathbf{M}_{(2,3)} &= - \frac{J_6 z_{S,3} \left(\frac{z_{S,3}}{z_{H,3}} + 1 \right)}{z_{H,3}} - \frac{J_{11} z_{S,3} \left(\frac{z_{S,3}}{z_{P,3}} + 1 \right)}{z_{P,3}} \\
\mathbf{M}_{(3,1)} &= \mathbf{M}_{(1,3)} \\
\mathbf{M}_{(3,2)} &= \mathbf{M}_{(2,3)} \\
\mathbf{M}_{(3,3)} &= J_3 + \frac{J_{10} z_{H,2}^2}{z_{P,2}^2} + \frac{J_5 z_{H,2}^2}{z_{S,2}^2} + \frac{J_6 z_{S,3}^2}{z_{H,3}^2} + \frac{J_7 z_{S,4}^2}{z_{H,4}^2} + \frac{J_{11} z_{S,3}^2}{z_{P,3}^2} + \frac{J_{12} z_{S,4}^2}{z_{P,4}^2} \\
\mathbf{M}_{(3,4)} &= - \frac{J_{10} z_{H,2} \sigma_3}{z_{P,2}} - \frac{J_5 z_{H,2} \sigma_2}{z_{S,2}} \\
\mathbf{M}_{(4,1)} &= \mathbf{M}_{(1,4)} \\
\mathbf{M}_{(4,3)} &= \mathbf{M}_{(3,4)} \\
\mathbf{M}_{(4,4)} &= J_8 + J_4 \left(\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}} + 1 \right)^2 + J_9 \left(\frac{z_{S,1}}{z_{P,1}} + 1 \right)^2 + m_{P,1} r_{T,1}^2 + J_{10} \sigma_3^2 + J_5 \sigma_2^2 \\
&\quad + m_{P,2} r_{T,2}^2 \left(\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}} + 1 \right)^2 \\
\sigma_1 &= \left(\frac{z_{S,4}}{z_{H,4}} + 1 \right) \\
\sigma_2 &= \left(\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}} + \frac{z_{H,2}}{z_{S,2}} + \frac{z_{H,2} z_{S,1}}{z_{H,1} z_{S,2}} + 1 \right) \\
\sigma_3 &= \left(\frac{z_{H,2}}{z_{P,2}} - \frac{z_{S,1}}{z_{H,1}} + \frac{z_{H,2} z_{S,1}}{z_{H,1} z_{P,2}} - 1 \right) \\
\sigma_5 &= \frac{z_{H,2} z_{S,1}}{z_{H,1} z_{P,2}} \\
\sigma_4 &= \frac{z_{H,2} z_{S,1}}{z_{H,1} z_{S,2}}
\end{aligned}$$

wobei J_{1-12} die Massenträgheitsmomente der entsprechenden Wellen sind und $m_{P,1-4}$ die gesamt Masse der Planeten eines Planetensatzes. Durch einsetzen von \mathbf{M} und (2.33) in (2.19) ergeben sich die vier Gleichungen der Getriebedynamik

$$\mathbf{M}_{(1,1)}\dot{\omega}_1 + \vec{\mathbf{M}}_{(1,3)}\dot{\omega}_3 + \mathbf{M}_{(1,4)}\dot{\omega}_8 = T_{K81} + T_{in} + \sigma_1 T_{K27} - T_{B05} \left(\frac{z_{S,1}}{z_{H,1}} + \sigma_4 \right) \quad (2.34a)$$

$$\mathbf{M}_{(2,2)}\dot{\omega}_2 + \mathbf{M}_{(2,3)}\dot{\omega}_3 = T_{B06} \left(\frac{z_{S,3}}{z_{H,3}} + 1 \right) - T_{out} - T_{K27} \quad (2.34b)$$

$$\mathbf{M}_{(3,1)}\dot{\omega}_1 + \mathbf{M}_{(3,2)}\dot{\omega}_2 + \mathbf{M}_{(3,3)}\dot{\omega}_3 + \mathbf{M}_{(3,4)}\dot{\omega}_8 = -T_{K38} - \frac{z_{H,2}}{z_{S,2}} T_{B05} - \frac{z_{S,3}}{z_{H,3}} T_{B06} - \frac{z_{S,4}}{z_{H,4}} T_{K27} \quad (2.34c)$$

$$\mathbf{M}_{(4,1)}\dot{\omega}_1 + \mathbf{M}_{(4,3)}\dot{\omega}_3 + \mathbf{M}_{(4,4)}\dot{\omega}_8 = T_{B08} + T_{K38} - T_{K81} + \sigma_2 T_{B05}. \quad (2.34d)$$

Mit Hilfe der Definition des Eingangsvektors

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} T_{In} & T_{Out} & T_{K81} & T_{K38} & T_{B08} & T_{B05} & T_{B06} & T_{K27} \end{bmatrix}^T \quad (2.35)$$

lassen sich die Gleichungen (2.34) schreiben als

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{y}} = \tilde{\mathbf{B}}\mathbf{u}. \quad (2.36)$$

Dieses Differentialgleichungssystem kann mit der Definition des Zustands

$$\mathbf{x} = \dot{\mathbf{y}} = \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \omega_3 \\ \omega_8 \end{bmatrix} \quad (2.37)$$

und der Invertierung von \mathbf{M} in die Zustandsraumdarstellung

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{M}^{-1}\tilde{\mathbf{B}}\mathbf{u} = \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (2.38)$$

transformiert werden. In dieser Darstellung ist leicht ersichtlich, dass das System aufgrund der fehlenden Systemmatrix zustandsunabhängig ist.

2.1.4 Erweiterung um elastische Seitenwellen

Aufgrund der relativ elastischen Seitenwellen kann es im Antriebsstrang zu erheblichen Schwingungen kommen. Um diese bei der Simulation eines Schaltvorgang mit berücksichtigen zu können, soll das in 2.1.3 hergeleitete Zustandsraummodell um die Elastizitäten erweitert werden. Die Seitenwellen werden dabei als Feder-Dämpfer-Systeme modelliert. Die Kardanwelle wird hingegen als starrer Körper betrachtet. Ein schematischen Aufbau des Antriebsstrangs zeigt Abbildung ???. Zunächst wird der Zustandsvektor um die Verdrehung der Seitenwellen ψ und die Raddrehzahl ω_C ergänzt, sodass sich der erweiterte Zustandsvektor

$$\mathbf{x}_{ex} = \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \omega_3 \\ \omega_8 \\ \phi \\ \omega_C \end{bmatrix} \quad (2.39)$$

ergibt. Wie in Abbildung ??? veranschaulicht, ergibt sich die ϕ aus der Differenz der Verdrehung am linken Schnittufer der Seitenwellen $\phi_{ss,p}$ und der des Rades ϕ_C , am rechten Schnittufer. Unter Berücksichtigung der starren Kardanwelle ergibt sich somit für die Verdrehung der Seitenwellen

$$\phi = \frac{\phi_2}{i_D} - \phi_C \quad (2.40)$$

wobei i_D die Übersetzungen des Differentials angibt. Entsprechend gilt der Zusammenhang auch für die Winkelgeschwindigkeiten

$$\dot{\phi} = \frac{\omega_2}{i_D} - \omega_C. \quad (2.41)$$

Des weiteren kann am Rad das Momentengleichgewicht

$$I_C^{\text{eff}} \dot{\omega}_C = 2 T_{ss} - T_{\text{res}} \quad (2.42)$$

aufgestellt werden. Das effektive Massenträgheitsmomentes des Rads I_C^{eff} setzt sich wie folgt zusammen

$$I_C^{\text{eff}} = I_{ss} + m_C r_{\text{dyn}}. \quad (2.43)$$

Dabei ist I_{ss} das Massenträgheitsmoment einer Seitenwelle, m_C die Masse des Rads und r_{dyn} der dynamische Radradius. Desweiteren ist T_{ss} das von den Seitenwellen übertragene Moment und kann mit dem Steifigkeitskoeffizient k_{ss} und dem Dämpfungskoeffizient d_{ss} berechnet werden zu

$$T_{ss} = k_{ss} \left(\frac{\phi_2}{i_D} - \phi_C \right) + d_{ss} \left(\frac{\omega_2}{i_D} - \omega_C \right). \quad (2.44)$$

Das Widerstandsmoment berechnet sich als Summe der berücksichtigten äußeren Widerstände zu

$$T_{\text{res}} = r_{\text{dyn}} (F_r(v) + F_{\text{ad}}(v) + F_g). \quad (2.45)$$

Die berücksichtigten Widerstände sind der Rollwiderstand $F_r(v)$, der Luftwiderstand $F_{\text{ad}}(v)$ und die Hangabtriebskraft F_g und werden wie folgt berechnet

$$F_r(v) = v \cdot f_{\text{Roll}}(v) \cdot \cos(\zeta(t)) \cdot m_{\text{veh}} \cdot g \quad (2.46a)$$

$$F_{\text{ad}}(v) = \frac{1}{2} \cdot v^2 \cdot \rho_{\text{Air}} \cdot c_W \cdot A_{\text{front}} \quad (2.46b)$$

$$F_g = \sin(\zeta(t)) \cdot m_{\text{veh}} \cdot g. \quad (2.46c)$$

Dabei ist $v = \omega_C r_{\text{dyn}}$ die Fahrzeuggeschwindigkeit, $f_{\text{Roll}}(v)$ der von der Geschwindigkeit abhängige Faktor des Rollwiderstands, ζ die Steigung der Straße in rad, g die Erdbeschleunigung, ρ_{Air} die Luftdichte, c_W der Widerstandsbeiwert des Fahrzeugs, A_{front} die Frontfläche des Fahrzeugs und m_{veh} die Gesamtmasse des Fahrzeugs [Naunheimer.2007]. Durch Einsetzen von (2.44) und (2.45) in (2.42) und anschließender Auflösung nach $\dot{\omega}_C$ erhält man die Dynamik des Rades

$$\dot{\omega}_C = \left[2 \left(k_{ss} \left(\frac{\phi_2}{i_D} - \phi_C \right) + d_{ss} \left(\frac{\omega_2}{i_D} - \omega_C \right) \right) - r_{\text{dyn}} (F_r(v) + F_{\text{ad}}(v) + F_g) \right] / I_C^{\text{eff}}. \quad (2.47)$$

Aufgrund der starren Verbindung von Welle 2, der Kardanwelle und des Differentials, werden die Massenträgheitsmomente dieser Bauteile zusammengefasst zu

$$J_2^{\text{eff}} = J_2 + J_{cs}^{\text{eff}} + \frac{J_{cs}^{\text{eff}}}{i_D^2} \quad (2.48)$$

wobei in das effektive Massenträgheitsmoment der Kardanwelle $J_{cs}^{\text{eff}} = J_{cs} + 0,5 J_D$ die eine Hälfte des Massenträgheitsmoments des Differentials miteinbezogen wird. Die andere Hälfte wird aufgrund der Drehzahldifferenz nach dem Differential mit dem Massenträgheitsmoment der zweiten Seitenwelle $J_{ss}^{\text{eff}} = 0,5 J_D + J_{ss}$ zusammen gefasst. Für das erweiterte System wird J_2 in $\mathbf{M}(2, 2)$ dann durch J_2^{eff} ersetzt. Des weiteren wird in Abbildung ??? ersichtlich, dass für das Ausgangsmoment

$$T_{\text{out}} = \frac{2 T_{ss}}{i_D} = \frac{2}{i_D} \left[k_{ss} \left(\frac{\phi_2}{i_D} - \phi_C \right) + d_{ss} \left(\frac{\omega_2}{i_D} - \omega_C \right) \right] \quad (2.49)$$

gilt und dieses in (2.33) dementsprechend ersetzt werden kann.

Zu beachten ist hier, dass $v(\omega_C)$ zustandsabhängig ist und sowohl in $F_r(v)$ als auch in $F_{ad}(v)$ nichtlinear eingeht, wodurch das gesamt System nichtlinear wird. Auch die Eingangsgröße $\zeta(t)$ geht nichtlinear in die Widerstand ein. Da Fahrbahnen im Straßenverkehr auf maximal 20° beschränkt sind werden hier die Vereinfachungen

$$\sin(\zeta) = \zeta \quad \text{und} \quad \cos(\zeta) = 1 \quad (2.50)$$

getroffen. Damit lässt sich das erweiterte Modell mit dem ergänzten Eingangsvektor

$$\mathbf{u}_{\text{ex, nl}} = \begin{bmatrix} T_{\text{In}} & T_{K81} & T_{K38} & T_{B08} & T_{B05} & T_{B06} & T_{K27} & \zeta \end{bmatrix}^T, \quad (2.51)$$

den Gleichungen (2.41) und (2.47) in der Form

$$\dot{\mathbf{x}}_{\text{ex}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}_{\text{ex}}) + \mathbf{B}_{\text{ex, nl}} \mathbf{u}_{\text{ex, nl}} \quad (2.52)$$

schreiben.

Des weiteren kann durch die Betrachtung der Widerstandskräfte $F_r(v)$ und $F_{ad}(v)$ als Eingangsgrößen, das System weiterhin in lineare Form

$$\dot{\mathbf{x}}_{\text{ex}} = \mathbf{A}_{\text{ex}} \mathbf{x}_{\text{ex}} + \mathbf{B}_{\text{ex}} \mathbf{u}_{\text{ex}} \quad (2.53)$$

angegeben werden. Hierfür werden die beiden Widerstandskräfte in (2.47) durch T_{res}^* ersetzt, sodass sich

$$\dot{\omega}_C = \left[2 \left(k_{ss} \left(\frac{\phi_2}{i_D} - \phi_C \right) + d_{ss} \left(\frac{\omega_2}{i_D} - \omega_C \right) \right) - T_{\text{res}}^* - r_{\text{dyn}} F_g \right] / I_C^{\text{eff}}. \quad (2.54)$$

ergibt. Der Eingangsvektor des linearen Systems ist dann definiert als

$$\mathbf{u}_{\text{ex}} = \begin{bmatrix} T_{\text{In}} & T_{\text{res}}^* & T_{K81} & T_{K38} & T_{B08} & T_{B05} & T_{B06} & T_{K27} & \zeta \end{bmatrix}^T. \quad (2.55)$$

Die Funktion $\mathbf{f}(\mathbf{x}_{\text{ex}})$ und die Eingangsmatrix $\mathbf{B}_{\text{ex, nl}}$ des nichtlinearen Systems, sowie die Systemmatrix \mathbf{A}_{ex} und die Eingangsmatrix \mathbf{B}_{ex} des linearen Systems sind im Anhang mit numerischen Werten für die Zähnezahlen der Zahnräder und der Massenträgheitsmomente angegeben.

2.2 Modellierung der Reibung an Kupplungen und Bremsen

Kapitel 3

Sensitivitätsanalyse

Der Hauptteil kann aus mehreren Kapiteln bestehen. Hier soll auf die Vorgehensweise sowie die Ergebnisse der Arbeit eingegangen werden. Dabei ist auf eine schlüssige und klare Strukturierung zu achten, die den roten Faden der Arbeit verdeutlicht.

Kurzer einleitender Text nach jedem Kapitelbeginn und vor Beginn der **sections**. Es stehen also nie zwei Überschriften direkt hintereinander. An dieser Stelle soll dem Leser ein Überblick über das folgende Kapitel gegeben werden.

Hier habe ich etwas geändert

3.1 Erstes Unterkapitel

Dies wurde bereits von Fliess et al. im Jahre 1995 gezeigt [**Fliess.1995**].

Mit `biblatex`-Befehlen: Dies wurde bereits von **Fliess.1995** im Jahre **Fliess.1995** gezeigt [**Fliess.1995**]. |

Das Logo des Instituts ist in Abbildung 4.1 dargestellt.

Die erzielten Ergebnisse sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

3.2 Zweites Unterkapitel

3.2.1 Neuer Abschnitt

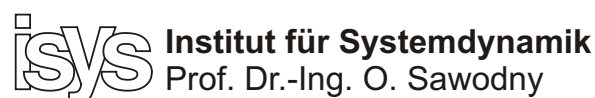


Abbildung 3.1: Put figure captions *below* the figure.

Tabelle 3.1: Put table captions *above* the table. Put units in header. Avoid vertical lines in a table.

Header	Header (unit)	Header (unit/frac)
Content 1	Content 2	Content 3
Content 1	Content 2	Content 3

Kapitel 4

Beobachterentwurf

Der Hauptteil kann aus mehreren Kapiteln bestehen. Hier soll auf die Vorgehensweise sowie die Ergebnisse der Arbeit eingegangen werden. Dabei ist auf eine schlüssige und klare Strukturierung zu achten, die den roten Faden der Arbeit verdeutlicht.

Kurzer einleitender Text nach jedem Kapitelbeginn und vor Beginn der **sections**. Es stehen also nie zwei Überschriften direkt hintereinander. An dieser Stelle soll dem Leser ein Überblick über das folgende Kapitel gegeben werden.

Hier habe ich etwas geändert

4.1 Erstes Unterkapitel

Dies wurde bereits von Fliess et al. im Jahre 1995 gezeigt [**Fliess.1995**].

Mit `biblatex`-Befehlen: Dies wurde bereits von **Fliess.1995** im Jahre **Fliess.1995** gezeigt [**Fliess.1995**]. |

Das Logo des Instituts ist in Abbildung 4.1 dargestellt.

Die erzielten Ergebnisse sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

4.2 Zweites Unterkapitel

4.2.1 Neuer Abschnitt

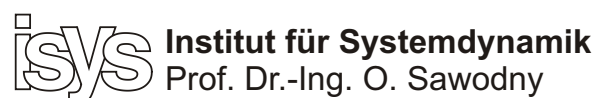


Abbildung 4.1: Put figure captions *below* the figure.

Tabelle 4.1: Put table captions *above* the table. Put units in header. Avoid vertical lines in a table.

Header	Header (unit)	Header (unit/frac)
Content 1	Content 2	Content 3
Content 1	Content 2	Content 3

Kapitel 5

Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung und Ausblick werden hier beschrieben.

Anhang A

Anhang

Im Anhang werden Ergebnisse aufgeführt, die zwar im Kontext der Arbeit wesentlich, jedoch nicht für das Verständnis der Arbeit notwendig sind. Beispielsweise sind dies detailliertere Messergebnisse, Herleitungen oder Datenblätter.

Abbildungsverzeichnis

3.1	Put figure captions <i>below</i> the figure.	23
4.1	Put figure captions <i>below</i> the figure.	25

Tabellenverzeichnis

2.1	Übersetzung und aktive Schaltelemente je Gang.	14
3.1	Put table captions <i>above</i> the table. Put units in header. Avoid vertical lines in a table.	24
4.1	Put table captions <i>above</i> the table. Put units in header. Avoid vertical lines in a table.	26

Erklärung des Autors

der Masterarbeit mit dem Titel

Schätzverfahren für adaptive Regelung von Hybridgetrieben

Hiermit versichere ich,

1. dass ich meine Arbeit bzw. bei einer Gruppenarbeit den entsprechend gekennzeichneten Anteil der Arbeit selbständig verfasst habe,
2. dass ich keine anderen als die angegebenen Quellen benutzt und alle wörtlich oder sinngemäß aus anderen Werken übernommenen Aussagen als solche gekennzeichnet habe,
3. dass die eingereichte Arbeit weder vollständig noch in wesentlichen Teilen Gegenstand eines anderen Prüfungsverfahrens gewesen ist,
4. dass ich die Arbeit weder vollständig noch in Teilen bereits veröffentlicht habe und
5. dass das elektronische Exemplar mit den anderen Exemplaren übereinstimmt.

Stuttgart, den 30.09.2018

Koray Karci