



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Masterarbeit

Henok Kebede

Auslegung eines Schlagwerkes an einem Vorstraffer-Retraktor zur Gurtkraftherhöhung

Henok Kebede

**Auslegung eines Schlagwerkes an einem
Vorstraffer-Retraktor zur
Gurtkrafterhöhung**

Masterarbeit eingereicht im Rahmen der Masterprüfung

im Studiengang Fahrzeugbau
am Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:
Autoliv B.V. & Co. KG
Abteilung: Virtual Engineering
Otto-Hahn-Straße 4
25337 Elmshorn

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Jens Marsolek
Zweitprüfer: M. Sc. Torsten Jung

Abgabedatum: 08.08.2024

Zusammenfassung

Henok Kebede

Thema der Masterthesis

Auslegung eines Schlagwerkes an einem Vorstraffer-Retraktor zur Gurtkrafterhöhung

Stichworte

Fahrzeugsicherheit, Sicherheitsgurt, Vorstraffer, Schlagschrauber, Vorverlagerung, Repositionierung, rechnerische Simulation, Finite-Elemente-Methode, Simulink, Parameterstudie, Plausibilität, Zeitschrittanalyse, Validierung, CORA-Methode

Kurzzusammenfassung

In dieser Masterarbeit werden die Auswirkungen der Verwendung eines Schlagschraubers an einem Vorstraffer-Retraktor zur Repositionierung eines Insassen untersucht. Dafür wird ein virtuelles Modell eines Schlagschraubers aufgebaut, mit dem die Kinematik der Bauteile und der Einfluss des Schlagimpulses auf die Bewegung des Ambosses beschrieben wird. Zudem wird ein Lastmodell erstellt, welches die Wirkung der auftretenden Kräfte auf die Bewegung eines Dummies abbildet. Für die Analyse der Repositionierung eines Insassen wird das Schlagschrauber-Modell an das Lastmodell gekoppelt und die benötigte Zeit für die vollständige Rückverlagerung bewertet. Mithilfe einer Parameterstudie wird der Einfluss der Parameter für den Schlagimpuls auf die Repositionierungszeit diskutiert. Das Schlagschrauber-System wird mit einem konventionellen Vorstraffer-System verglichen.

Henok Kebede

Title of the paper

Design of an impact wrench on a prepretensioner retractor to increase the seatbelt force

Keywords

Vehicle safety, seatbelt, prepretensioner, impact wrench, forward displacement, repositioning, computational simulation, finite element method, Simulink, parameter study, plausibility, time step analysis, validation, CORA-method

Abstract

In this master thesis the effects of using an impact wrench on prepretensioner retractor for repositioning an occupant are investigated. For this purpose, a virtual model of an impact wrench is created to describe the kinematics of the components and the influence of the impact on the movement of the anvil. In addition to that a load model is constructed to depict the effect of the occurring forces on the movement of a dummy. For the analysis of the repositioning of an occupant the impact wrench model is coupled to the load model and the required time for the repositioning is evaluated. With a parameter study the influence of the parameters for the impact on the repositioning time is discussed. The impact wrench system is compared to a conventional prepretensioner System.



FAKULTÄT TECHNIK UND INFORMATIK
DEPARTMENT FAHRZEUGTECHNIK UND FLUGZEUGBAU
Prof. Dr.-Ing. Jens Marsolek

Aufgabenstellung Masterarbeit

Name Henok Kebede

Thema Auslegung eines Schlagwerkes am Vorstraffer-Retraktor zur
Gurtkrafteerhöhung

1. Einführung

Reversible Straffsysteme gehören heute zur Standardausrüstung von Fahrzeugsicherheitssystemen. Im Unterschied zu den pyrotechnischen Gurtstraffern werden Informationen der aktiven Sicherheit verwendet, sodass eine frühzeitige Reaktion auf Situationen erhöhter Unfallwahrscheinlichkeit möglich ist. Mithilfe der reversiblen Straffsysteme kann der Fahrer durch haptische Signale am Gurt bei kritischen Fahrzuständen gewarnt werden. Die Gurtlose und der Filmspuleneffekt können vor Crashbeginn eliminiert werden und der Straffvorgang wird zeitlich vorverlagert. Aufgrund der geringen Straffleistung dienen die reversiblen Straffer heutzutage aber nur als Ergänzung zum leistungsstärkeren pyrotechnischen Gurtstraffer.

Eine vieldiskutierte Systemerweiterung ist das aktive Repositionieren eines bereits vorverlagerten Insassen in einer Vor-Crash-Phase. Die auf ca. 250N Schultergurtkraft ausgelegten heutigen Systeme müssen hierfür ein ca. 2-3 fach höheres Kraftniveau aufbringen.

2. Ziel der Arbeit

Da man den Betrieb eines Vorstraffers analog eines Schraubvorgangs betrachten kann, gilt es zu untersuchen, ob eine Schlagschrauber-Mechanik eine signifikante Erhöhung der Kräfte bewirken kann und welche Parameter maßgeblich zu berücksichtigen sind. Neben den mechatronischen Herausforderungen einer solchen Auslegung sind kommerzielle-, Bauraum- und Gewichts-Vorgaben von besonderer Bedeutung und sollen vergleichend mitbetrachtet werden.

Im Rahmen dieser Masterarbeit sollen die Auswirkungen der Verwendung eines Schlagwerkes zur Krafterhöhung am Vorstraffer-Retraktor untersucht und beschrieben werden. Aufwand und Nutzen sind vergleichend zur Referenz gegenüberzustellen.

3. Aufgabenstellung in Arbeitsschritten

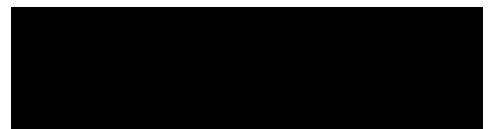
- Zusammenstellung der theoretischen Grundlagen zu mechanischen Schlagwerken, zu Repositionierungsvorgängen und zu grundsätzlichen Möglichkeiten der Gurtkrafterhöhung bei Vorstraffer-Systemen
- Aufbau eines Matlab/Simulink-Modells oder ein geeignetes virtuelles Modell zur Beschreibung eines mit Schlagwerk betriebenen Vorstraffers
- Festlegung einer geeigneten Lastdefinition zur Beschreibung einer dynamischen Insassen-Repositionierung anhand von Vor-Crash Systemversuchen
- Durchführung einer Simulationsstudie (DoE) unter Variation der Hauptparameter
- Aufbau eines 3D-Komponenten-Modells in LS-Dyna für die Ermittlung der relevanten Komponentenbelastungen
- Beurteilung der Ergebnisse, Vergleich mit konventionellen Vorstraffer-Systemen und mit vereinfachtem virtuellen Modell, Empfehlungen zur Umsetzung sowie Abschätzung der Wirksamkeit
- Dokumentation und Vorstellung der Ergebnisse

Diese Masterarbeit erfolgt in Zusammenarbeit mit:

Autoliv B.V. & Co. KG, Otto-Hahn-Straße 4, 25337 Elmshorn

Industrieller Betreuer: Torsten Jung, Autoliv B.V. & Co. KG, Otto-Hahn-Straße 4, 25337 Elmshorn, Mobil: [REDACTED]

Elmshorn, 01.02.2024



Inhalt

Symbolverzeichnis	VII
Abbildungsverzeichnis	XI
Tabellenverzeichnis	XVI
1 Einleitung	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Zielsetzung.....	2
1.3 Aufbau der Arbeit	2
2 Grundlagen der Fahrzeugsicherheit	3
2.1 Einführung in die Straßenverkehrssicherheit	3
2.2 Maßnahmen der aktiven Fahrzeugsicherheit	4
2.3 Maßnahmen der passiven Fahrzeugsicherheit	6
2.4 Aufbau und Funktionsweise eines Sicherheitsgurtes	10
2.5 Aufbau und Funktionsweise eines Gurtstraffers.....	13
2.6 Rechnerische Simulation in der Fahrzeugsicherheit	18
2.7 Aufbau und Funktionsweise eines Schlagschraubers	23
3 Aufbau der Simulationsmodelle	26
3.1 Konstruktion des 3D-Schlagschrauber-Modells	26
3.2 Aufbau des FEM-Schlagschrauber-Modells.....	31
3.3 Aufbau des Simulink-Schlagschrauber-Modells.....	38
3.4 Festlegung der Lastdefinition und Aufbau des Lastmodells	50
3.5 Kopplung des Schlagschrauber-Modells an das Lastmodell.....	56
4 Parameterstudie für den Schlagschrauber	58
4.1 Parameter für den Schlagimpuls.....	58
4.2 Simulationsplan.....	59
5 Ergebnisauswertung und Diskussion	61
5.1 Plausibilitätsüberprüfung des FEM-Schlagschrauber-Modells	61
5.2 Validierung des Simulink-Schlagschrauber-Modells	65
5.3 Validierung des Simulink-Lastmodells.....	72
5.4 Ergebnisse des gekoppelten Modells	74
5.5 Ergebnisse der Parameterstudie.....	76
5.6 Vergleich mit einem konventionellen Vorstraffer-System	83
6 Zusammenfassung und Ausblick	87
7 Literaturverzeichnis	92
Anhang	97
Eidesstattliche Erklärung.....	107

Symbolverzeichnis

Symbol	Beschreibung
α	Umschlingungswinkel vom Gurtband am Umlenker
c	Dämpfungskonstante
c_a	Dämpfungskonstante Amboss
c_D	Dämpfungskonstante Dummy
c_h	Dämpfungskonstante Hammer
c_s	Dämpfungskonstante Feder
c_M	Schallgeschwindigkeit
C	Dämpfungsmatrix
δ_{as}	Durchdringung starrer Körper
δ_b	Durchdringung zwischen Hammer und Amboss beim Schlag
δ_k	Durchdringung Kugel
$\dot{\delta}_{as}$	Durchdringungsgeschwindigkeit starrer Körper
$\dot{\delta}_b$	Durchdringungsgeschwindigkeit Hammer und Amboss beim Schlag
$\dot{\delta}_k$	Durchdringungsgeschwindigkeit Kugel
e	Eulersche Zahl
E	Elastizitätsmodul
f	Kraft durch Reibung der Schlagflächen von Hammer und Amboss
F_{as}	Kontaktkraft zwischen Amboss und starren Körper
F_{B1}	Gurtkraft am Retraktor
F_{B3}	Schultergurtkraft am Dummy
F_{imp}	Axiale Kontaktkraft zwischen Hammer und Amboss
$F_{imp,h-a1}$	Axiale Kontaktkraft zwischen Hammer und Amboss erster Zustand
$F_{imp,h-a2}$	Axiale Kontaktkraft zwischen Hammer und Amboss zweiter Zustand

Symbol	Beschreibung
$F_{imp,h-a3}$	Kontaktkraft durch Schlag von Hammer auf Amboss
F_k	Durchdringungskraft Kugel
F_{ka}	Axiale Komponente der Durchdringungskraft Kugel
F_{pre}	Federvorspannkraft
g	Erdbeschleunigung
h	Höhe der Ambossarme
I	Massenträgheitsmoment
I_a	Massenträgheitsmoment Amboss
I_D	Massenträgheitsmoment Dummy
I_h	Massenträgheitsmoment Hammer
k	Steifigkeitskonstante
k_a	Steifigkeitskonstante Amboss
k_{as}	Kontaktsteifigkeitskonstante starrer Körper
k_b	Kontaktsteifigkeitskonstante Schlag Hammer auf Amboss
k_D	Steifigkeitskonstante Dummy
k_h	Steifigkeitskonstante Hammer
k_{ha}	Axiale Kontaktsteifigkeitskonstante zwischen Hammer und Amboss
k_k	Kontaktsteifigkeitskonstante Kugel
k_s	Steifigkeitskonstante Feder
K	Steifigkeitsmatrix
λ_{as}	Kontaktdämpfungskonstante starrer Körper
λ_b	Kontaktdämpfungskonstante Schlag Hammer auf Amboss
λ_{ha}	Axiale Dämpfungskonstante zwischen Hammer und Amboss
λ_k	Kontaktdämpfungskonstante Kugel
L	Höhe der Nut

Symbol	Beschreibung
L_e	Charakteristische Elementkantenlänge
μ_{h-a}	Reibungskoeffizient zwischen Hammer und Amboss
μ_0	Haftreibungskoeffizienten zwischen Gurtband und Umlenker
m_D	Masse des Dummies
m_h	Masse Hammer
M	Massenmatrix
M_{ext}	Summe der äußeren Momente
ρ	Dichte
r	Mittlerer Radius des Ambossarmes
r_B	Abstand Drehachse Prüfstand zur Schulter Dummy
r_D	Abstand Drehachse Prüfstand zum Schwerpunkt Dummy
R_{sp}	Radius Welle
θ	Winkelverschiebung
θ_a	Winkelverschiebung Amboss
θ_a	Winkelverschiebung Dummy
θ_h	Winkelverschiebung Hammer
θ_k	Winkel zwischen Nut und horizontaler Ebene
θ_{sp}	Winkelverschiebung Welle
$\dot{\theta}$	Winkelgeschwindigkeit
$\dot{\theta}_a$	Winkelgeschwindigkeit Amboss
$\dot{\theta}_D$	Winkelgeschwindigkeit Dummy
$\dot{\theta}_h$	Winkelgeschwindigkeit Hammer
$\ddot{\theta}$	Winkelbeschleunigung
$\ddot{\theta}_a$	Winkelbeschleunigung Amboss

Symbol	Beschreibung
$\ddot{\theta}_D$	Winkelbeschleunigung Dummy
$\ddot{\theta}_h$	Winkelbeschleunigung Hammer
Δt	Zeitschrittweite
Δt_{krit}	Kritische Zeitschrittweite
t	Zeit
T_{as}	Moment durch Kontakt zwischen Amboss und starren Körper
T_B	Moment durch Schultergurtkraft am Dummy
T_D	Moment durch Bremslast am Dummy
T_f	Moment durch Reibung zwischen Hammer und Amboss
T_G	Moment durch Gravitationskraft am Dummy
$T_{imp,h-a}$	Moment durch Schlag von Hammer auf Amboss
$T_{imp,sp-h}$	Moment durch Kontakt von Welle und Hammer über Kugeln
u	Verschiebungsvektor
$\dot{u}$	Geschwindigkeitsvektor
$\ddot{u}$	Beschleunigungsvektor
x	Translatorische Verschiebung Hammer
$\dot{x}$	Translatorische Geschwindigkeit Hammer
$\ddot{x}$	Translatorische Beschleunigung Hammer
y_k	Radiale Position Kugel

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Teilbereiche der Straßenverkehrssicherheit und Beispiele für Sicherheitsmaßnahmen [Kramer 2013, S. 4]	4
Abbildung 2: Querdynamik eines PKW mit- und ohne ESP [Reif 2010, S. 61].....	5
Abbildung 3: ausgefalteter Front-, Knie-, und Seiten-Airbag [FR 2019]	7
Abbildung 4: Lastpfade in der Frontstruktur einer Karosserie [Fang 2023, S. 351] ...	8
Abbildung 5: Kopfkinematik beim Heckaufprall ohne und mit Kopfstütze [Kramer 2013, S. 218]	9
Abbildung 6: Schematische Darstellung der Fahrzeug- und Insassenbewegung mit und ohne Gurt [in Anlehnung an Kramer 2009, S. 169].....	10
Abbildung 7: Gurtsystemarten [In Anlehnung an Kramer 2013, S. 186].....	11
Abbildung 8: Aufbau eines Dreipunktgurtsystems [in Anlehnung an Schindler & Sievers 2008, S. 217]	12
Abbildung 9: Schematische Darstellung der Insassenbeschleunigung ohne (a) und mit Gurtstraffer (b) [in Anlehnung an Kramer 2013, S. 192]	13
Abbildung 10: Gurtbandbewegung bei unterschiedlichen Strafferpositionen [in Anlehnung an Schindler & Sievers 2008, S. 217].....	14
Abbildung 11: Bewegungsablauf eines pyrotechnischen Kugelstraffers [Autoliv 2017]	15
Abbildung 12: reversibler elektromotorischer Straffer [Autoliv 2017].....	16
Abbildung 13: Entwicklungsschleifen zur Erzielung der funktionalen Freigabe [Kramer 2013, S. 447]	19
Abbildung 14: Kurvenvergleich anhand des Korridor-Ratings [in Anlehnung an Thunert 2017, S.18]	20
Abbildung 15: schematischer Aufbau eines Schlagschraubers [in Anlehnung an Zhang & Tang 2016, S.2]	24
Abbildung 16: Verlauf des Mutterdrehwinkels beim Anziehen mit einem Schlagschrauber bei unterschiedlichen Schlagstärken und -perioden [Wiegand et al. 2007, S. 364]	25
Abbildung 17: 2D-Skizzen des Hohlzylinders (a) und des extrudierten Körpers (b) vom Amboss	26

Abbildung 18: Amboss des realen Schlagschraubers (a) sowie der konstruierte Amboss (b).....	27
Abbildung 19: Erstellung der Nut an der Welle mithilfe eines Kreisprofils und einer Leitkurve.....	28
Abbildung 20: Welle des realen Schlagschraubers (a) sowie die konstruierte Welle (b)	28
Abbildung 21: 2D-Skizzen des Hohlzylinders (a) und des extrudierten Körpers (b) vom Hammer.....	29
Abbildung 22: Hammer des realen Schlagschraubers (a) sowie der konstruierte Hammer (b)	30
Abbildung 23: konstruiertes 3D-Schlagschrauber-Modell (a) und Drahtmodell (b)....	30
Abbildung 24: vernetzter Amboss (a) und vernetzte Kugel (b) mit Hexaeder- und Pentaeder-Elementen	32
Abbildung 25: vernetzte Welle (a) und vernetzter Hammer (b) mit Tetraeder-Elementen	33
Abbildung 26: vorgegebener Wellengeschwindigkeitsverlauf über die Zeit.....	34
Abbildung 27: Ankopplung der starren Elemente an die Verbindungspunkte (a) und axiale Feder (b)	35
Abbildung 28: Kraft-Weg-Diagramm der Feder des Makita-Schlagschraubers	36
Abbildung 29: konstant wirkendes Moment (a) und starrer Körper (b) am Amboss ..	36
Abbildung 30: FEM-Modell des Schlagschraubers (a) und durchsichtiges FEM-Modell (b).....	37
Abbildung 31: Modellstruktur des Schlagschraubers [in Anlehnung an Zhang & Tang 2016]	38
Abbildung 32: Durchdringungskraft an der Kugel F_k in der Nut [in Anlehnung an Zhang & Tang 2016].....	40
Abbildung 33: schematische Darstellung der Berechnung von δk [in Anlehnung an Zhang & Tang 2016].....	40
Abbildung 34: gemessene Koordinaten der Mittelpunkte der Nut und ihre Abstände in mm	41
Abbildung 35: grafische Darstellung der Funktion zur Beschreibung der Kugelposition in der Nut.....	42

Abbildung 36: schematische Darstellung der ersten Gleichung zur Berechnung von δk [in Anlehnung an Zhang & Tang 2016].....	43
Abbildung 37: Signalflussgraph der Bewegungsgleichung für die Hammerrotation in Simulink.....	44
Abbildung 38: axiale Kontaktzustände von Hammer und Amboss: 1) Arme Amboss und Körper Hammer, 2) Arme Amboss und Arme Hammer [in Anlehnung an Zhang & Tang 2016].....	45
Abbildung 39: Signalflussgraph der Bewegungsgleichung für die Hammertranslation in Simulink.....	47
Abbildung 40: dritter Kontaktzustand von Hammer und Amboss: Schlagflächen der Arme treffen aufeinander [in Anlehnung an Zhang & Tang 2016]	48
Abbildung 41: Signalflussgraph der Bewegungsgleichung für die Ambossrotation in Simulink.....	50
Abbildung 42: mögliche ungünstige Sitzpositionen in Bezug auf die Fahrzeugsicherheit: Fahrer stellt den Sitz ein (a) Fahrer greift ins Handschuhfach (b) [Autoliv]	51
Abbildung 43: HIII-50% Dummy von Humanetics [Humanetics 2020].....	52
Abbildung 44: Aufbau des Gurt-Prüfstandes für die Systemversuche [Autoliv]	52
Abbildung 45: FEM-Modell des Gurt-Prüfstandes	53
Abbildung 46: vereinfachte Skizze des Prüfstandes mit einem Dummy-Massenrotationspunkt	54
Abbildung 47: Signalflussgraph der Bewegungsgleichung für die Rotation des Dummies in Simulink.....	55
Abbildung 48: Signalflussgraph der Schnittstellen für die Kopplung der Simulink-Modelle.....	57
Abbildung 49: Kopplung der Simulink-Modelle als Loop	57
Abbildung 50: Ausschnitt aus dem Parameter-Skript des gekoppelten Modells in MATLAB	59
Abbildung 51: Rotation des Ambosses beim FEM-Modell.....	62
Abbildung 52: Ambossrotation durch den Hammerschlag (a) und durch die Reibung auf den Armen des Ambosses (b) beim FEM-Modell	62
Abbildung 53: Translation des Hammers beim FEM-Modell.....	63

Abbildung 54: Translatorische Bewegung des Hammers aufgrund der Kugeln beim FEM-Modell: der Anfangszustand des Hammers in der untersten Position (a) und oberste Position des Hammers (b)	64
Abbildung 55: Rotation des Hammers beim FEM-Modell.....	64
Abbildung 56: Vergleich der Ambossrotation bei kleiner werdenden Zeitschrittweiten beim Simulink-Modell	66
Abbildung 57: Vergleich der Ambossrotation vom Simulink- und FEM-Modell.....	67
Abbildung 58: Vergleich der Translation des Hammers vom Simulink- und FEM-Modell	68
Abbildung 59: Vergleich der Hammerrotation vom Simulink- und FEM-Modell.....	68
Abbildung 60: Korridor-Rating für die Rotation des Ambosses zur Validierung des Simulink-Modells	69
Abbildung 61: Korridor-Rating für die Hammerbewegung zur Validierung des Simulink-Modells: oben Translation des Hammers und unten Hammerrotation.....	70
Abbildung 62: Vergleich der Hammertranslation vom Simulink- und FEM-Modell bei halber Wellengeschwindigkeit	71
Abbildung 63: Vergleich der Vorverlagerung des Dummies vom Simulink- und FEM-Lastmodell für die Validierung	72
Abbildung 64: Darstellung der CORA-Subratings und das CORA-Gesamtrating für die Vorverlagerung des Dummies zur Validierung des Simulink-Lastmodells	73
Abbildung 65: Zeitschrittanalyse für die Dummy-Vorverlagerung beim gekoppelten Modell.....	74
Abbildung 66: Dummy-Vorverlagerung beim gekoppelten Modell.....	75
Abbildung 67: Ausschnitt Dummy-Vorverlagerung beim gekoppelten Modell	76
Abbildung 68: Vergleich der Dummy-Vorverlagerung bei Änderung der Federvorspannkraft	77
Abbildung 69: Vergleich der Dummy-Vorverlagerung bei Änderung der Federsteifigkeit.....	78
Abbildung 70: Vergleich der Dummy-Vorverlagerung bei Änderung der Hammermasse	79
Abbildung 71: Vergleich der Dummy-Vorverlagerung bei Änderung der Wellengeschwindigkeit	80

Abbildung 72: Vergleich der Dummy-Vorverlagerung bei der Grenzwerteinstellung der vier Parameter	81
Abbildung 73: Übersicht der Dummy-Repositionierungszeit aller Simulationen der Parameterstudie	82
Abbildung 74: Dummy-Vorverlagerung bei der konventionellen Vorstraffung eines Serien-Retraktors	84
Abbildung 75: Dummy-Vorverlagerung bei der Wellendrehzahl von 1000 <i>min</i> – 1 in unterschiedlichen Parametereinstellungen.....	85

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Übersicht der vernetzten Einzelteile des Schlagschraubers	33
Tabelle 2: Übersicht der untersuchten Parameter für die Studie und die Parameterwerte	60
Tabelle 3: Übersicht der Repositionierungszeit der vorgestellten Simulationen in diesem Kapitel	81
Tabelle 4: Übersicht der Vor- und Nachteile des konventionellen Vorstraffer-Systems und des Schlagschraubers hinsichtlich der Hauptanforderungen für die Repositionierung.....	86

1 Einleitung

1.1 Motivation

Die Digitalisierung, die Elektromobilität und das Automatisierte Fahren können heutzutage als Haupttreiber des Wandels in der Automobilindustrie gesehen werden. Die zunehmende Automatisierung von Fahrzeugen bietet neue Möglichkeiten in der individuellen und gesellschaftlichen Verwendung des Automobils. Die Fahrzeit kann genutzt werden, um beispielsweise E-Mails zu beantworten, ein Buch zu lesen oder einen Film zu schauen. Auch wenn die fortschreitende Entwicklung von autonomen Fahrzeugen Chancen für eine höhere Sicherheit im Straßenverkehr bietet, können Unfälle nicht ausgeschlossen werden. Da zu erwarten ist, dass der Straßenverkehr in der Zukunft aus autonomen und konventionellen Fahrzeugen bestehen wird, ist neben möglichen technischen Fehlern auch mit menschlichem Fehlverhalten zu rechnen. Somit wird die Fahrzeugsicherheit auch in der Zukunft ein wichtiger Bestandteil bei der Entwicklung von Fahrzeugen bleiben.

Durch die Übernahme der Fahreraufgabe von der Technologie bei vollautomatisierten Fahrzeugen werden dem Insassen größere Bewegungsfreiheiten im Fahrzeuginnenraum ermöglicht. Daraus ergeben sich neue Interieur-Konzepte mit veränderten Sitzpositionen, womit der Komfort für den Insassen gesteigert werden kann. Aufgrund der neuen Sitzpositionen wird die Kinematik des Insassen im Kollisionsfall verändert. An die Sicherheitssysteme des Fahrzeuges werden demnach höhere Anforderungen zum Schutz der Insassen gestellt. Der Sicherheitsgurt und der Airbag nehmen dabei eine entscheidende Rolle ein. Die Bedeutung von reversiblen vorauslösenden Gurtstraffer-Systemen wird größer, da mit ihnen eine frühzeitige Reaktion auf Situationen erhöhter Unfallwahrscheinlichkeit möglich ist. Aufgrund der geringen Straffleistung dienen die vorauslösenden Straffer heutzutage aber nur als Ergänzung zum leistungstärkeren pyrotechnischen Gurtstraffer. Deshalb liegt das Augenmerk bei der Auslegung von Vorstraffern auf der Steigerung der Straffleistung, um die Sicherheit des Insassen weiter zu verbessern.

1.2 Zielsetzung

Eine vieldiskutierte Systemerweiterung für reversible vorauslösende Gurtstraffer-Systeme ist das aktive Repositionieren eines bereits vorverlagerten Insassen in einer Vor-Crash-Phase. Die heutigen Systeme sind auf eine Schultergurtkraft von ca. 250 N ausgelegt. Für die Repositionierung eines Insassen müssen die Vorstraffer-Systeme ein mindestens doppelt so hohes Kraftniveau aufbringen. Da man den Betrieb eines Vorstraffers analog eines Schraubvorgangs betrachten kann, gilt es in dieser Arbeit zu untersuchen, ob eine Schlagschrauber-Mechanik eine signifikante Erhöhung der Kräfte bewirken kann. Das Ziel dabei ist es, zu prüfen, ob die Verwendung eines Schlagschraubers an einem Vorstraffer-Retraktor zu einer schnellen Repositionierung des Insassen führt. Zudem soll mithilfe einer Simulationsstudie der Einfluss der Parameter des Schlagschraubers auf die Repositionierungszeit analysiert werden. Das Schlagschrauber-System soll abschließend mit einem konventionellen Vorstraffer-System unter Berücksichtigung der mechatronischen Herausforderungen, der Bauraumvorgaben und der Kosten verglichen werden.

1.3 Aufbau der Arbeit

Nach der Einleitung werden in Kapitel 2 die theoretischen Grundlagen der Fahrzeugsicherheit vermittelt, die für das Verständnis der Arbeit wichtig sind. Dabei werden der Aufbau und die Funktionsweise eines Sicherheitsgurtes und Gurtstraffers erklärt und auf die rechnerische Simulation sowie auf die Funktionsweise eines Schlagschraubers eingegangen. In Kapitel 3 wird der Aufbau der Simulationsmodelle vorgestellt. Hier wird die Konstruktion und der Aufbau des FEM- und Simulink-Modells des Schlagschraubers beschrieben. Außerdem wird die Erstellung des Lastmodells und die Kopplung der Modelle erklärt. Das vierte Kapitel befasst sich mit der Parameterstudie und dem Simulationsplan. In Kapitel 5 werden die Ergebnisse ausgewertet. Dabei wird die Plausibilität der Ergebnisse geprüft und die Validierung der Modelle beschrieben. Anschließend werden die Ergebnisse des gekoppelten Modells und der Parameterstudie diskutiert und der Vergleich zum konventionelle Vorstraffer hergestellt. Im letzten Kapitel werden die wesentlichen Erkenntnisse zusammengefasst und ein Ausblick für zukünftige Untersuchungen gegeben.

2 Grundlagen der Fahrzeugsicherheit

Innerhalb des folgenden Kapitels werden die theoretischen Grundlagen der Fahrzeugsicherheit erklärt. Dabei wird zunächst die Fahrzeugsicherheit als Teil der Straßenverkehrssicherheit eingeordnet und der Unterschied zwischen der aktiven und passiven Sicherheit erläutert. Außerdem werden der Aufbau und die Funktionsweise eines Sicherheitsgurtes und Gurtstraffers sowie die rechnerische Simulation beschrieben. Abschließend wird die Funktionsweise eines Schlagschraubers erklärt.

2.1 Einführung in die Straßenverkehrssicherheit

Der Straßenverkehr umfasst die drei Teilbereiche Verkehrsteilnehmer, Verkehrsmittel und Verkehrsweg. Für das Erreichen einer höchstmöglichen Sicherheit im Straßenverkehr muss jeder der drei Teilbereiche einen wesentlichen Beitrag leisten. Der Mensch als Verkehrsteilnehmer verhält sich verkehrsgerecht, indem er die Vorschriften und Regeln einhält und vorrausschauend agiert. Das Fahrzeug als Verkehrsmittel sollte den Insassen sowie den äußeren Verkehrsteilnehmern ausreichend Schutz bieten. Die Straße als Verkehrsweg hat die Aufgabe, einen sicheren Verkehrsfluss vorzugeben. Im Zusammenspiel können die Teilbereiche für eine hohe Gesamtsicherheit im Verkehr sorgen.

Grundsätzlich werden bei Maßnahmen zur Verbesserung der Straßenverkehrssicherheit zwischen der aktiven und der passiven Sicherheit unterschieden. Der aktiven Sicherheit werden Maßnahmen zur Unfallvermeidung zugeordnet, während die passive Sicherheit Maßnahmen zur Reduzierung von Unfallfolgen umfasst. Maßnahmen des Menschen zur Prävention von Unfällen sind u.a. eine gute Verkehrsaufklärung und eine vorsichtige Fahrweise. Im Falle einer Kollision kann der Verkehrsteilnehmer durch eine absolvierte Erste-Hilfe-Ausbildung lebensrettende Sofortmaßnahmen anwenden und somit die Verletzungsschwere reduzieren. Maßnahmen am Fahrzeug, die der aktiven Sicherheit zugeordnet werden, sind beispielsweise Systeme zur Verbesserung der Längs- und Querdynamik, des Komforts sowie der Sichtverhältnisse. Zur passiven Sicherheit von Fahrzeugen gehören u.a. Insassenschutzsysteme sowie Maßnahmen zum Schutz von

Kollisionskontrahenten. Die Umwelt trägt durch eine sichere Verkehrsregelung und Straßenführung zur Vorbeugung von Unfällen bei. Durch die Sicherung der Unfallstelle sowie durch Maßnahmen im Rettungswesen können die Unfallfolgen gemindert werden. In der Abbildung 1 sind die Teilbereiche der Straßenverkehrssicherheit und Beispiele für Sicherheitsmaßnahmen dargestellt. [Kramer 2013, S. 4 f.]

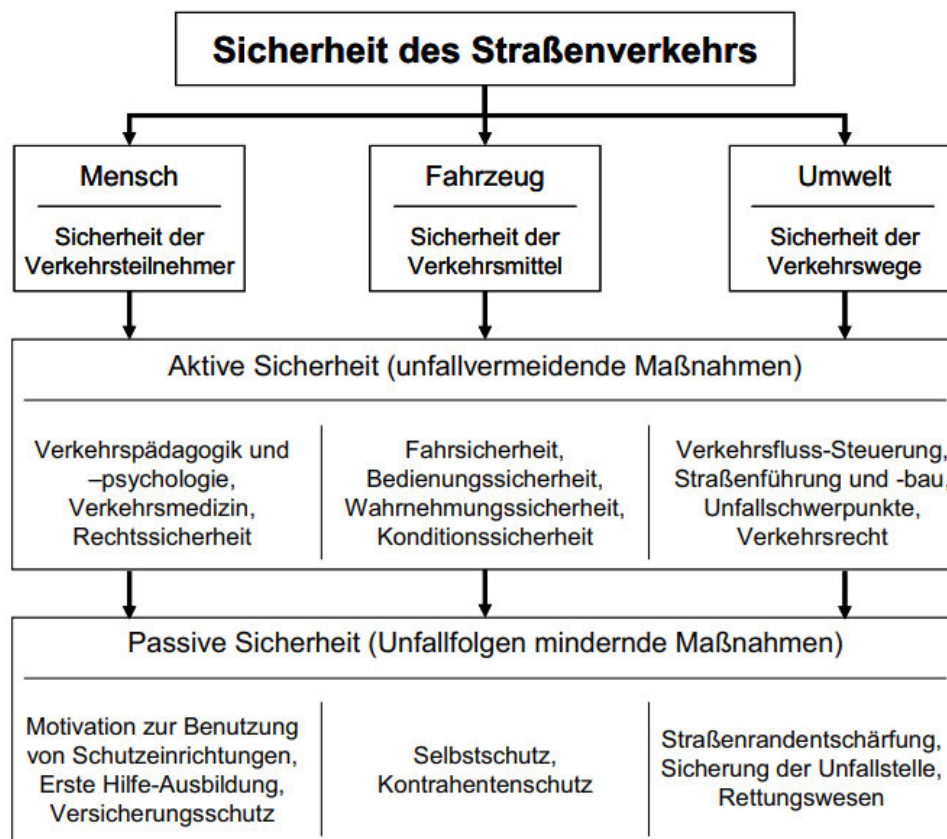


Abbildung 1: Teilbereiche der Straßenverkehrssicherheit und Beispiele für Sicherheitsmaßnahmen

[Kramer 2013, S. 4]

2.2 Maßnahmen der aktiven Fahrzeugsicherheit

Wie im vorherigen Kapitel erläutert, beschreibt die aktive Sicherheit Maßnahmen zur Vermeidung von Unfällen. Dazu tragen insbesondere die Fahrerassistenzsysteme bei, die mithilfe von Sensorik potenzielle Gefahrensituationen frühzeitig erkennen und aktiv in das Fahrgeschehen eingreifen. Zu den bekanntesten Fahrerassistenzsystemen gehören das Anti-Blockier-System (ABS), das elektronische Stabilitätsprogramm (ESP) und der Bremsassistent bzw. das Autonomous Emergency Braking (AEB). Das Anti-Blockier-System ermöglicht dem Fahrer, bei Vollbremsungen oder glatter

Fahrbahn Hindernissen ausweichen zu können, indem das Blockieren der Räder verhindert wird. Dadurch wird die Lenkfähigkeit des Fahrzeuges aufrechterhalten und die Fahrstabilität verbessert, ohne dass der Fahrer die Bremse dafür lösen muss. Erreicht wird dies, indem die Raddrehzahlsensoren Signale an das Steuergerät senden, welches den Bremsdruck regelt. Somit kann durch automatisches Lösen und Anziehen der Bremse das Blockieren einzelner Räder unterbunden werden. [Botsch & Utschick 2020, S. 15 f.]

Mithilfe vom ESP wird das Ausbrechen des Fahrzeuges bei glatter Fahrbahn oder abrupten Ausweichmanövern verhindert. Ermöglicht wird dies, indem das System aus den Radgeschwindigkeiten, dem Lenkradwinkel und dem eingesteuerten Bremsdruck das beabsichtigte Fahrverhalten mithilfe einer Modellbildung errechnet und mit der tatsächlichen Fahrsituation vergleicht. Kommt es beim Vergleich des realen und dem beabsichtigten Fahrverhalten zu Abweichungen, greift das ESP durch gezieltes Bremsen einzelner Räder unterstützend ein. Durch das selektive Bremsen entstehen einseitig wirkende Längskräfte am Rad, sodass das gewünschte Giermoment erzielt wird. Das Unter- und Übersteuerverhalten des Fahrzeuges wird somit korrigiert. In der Abbildung 2 ist die Querdynamik eines PKW mit- und ohne ESP dargestellt. [Kramer 2013, S. 283 ff.]

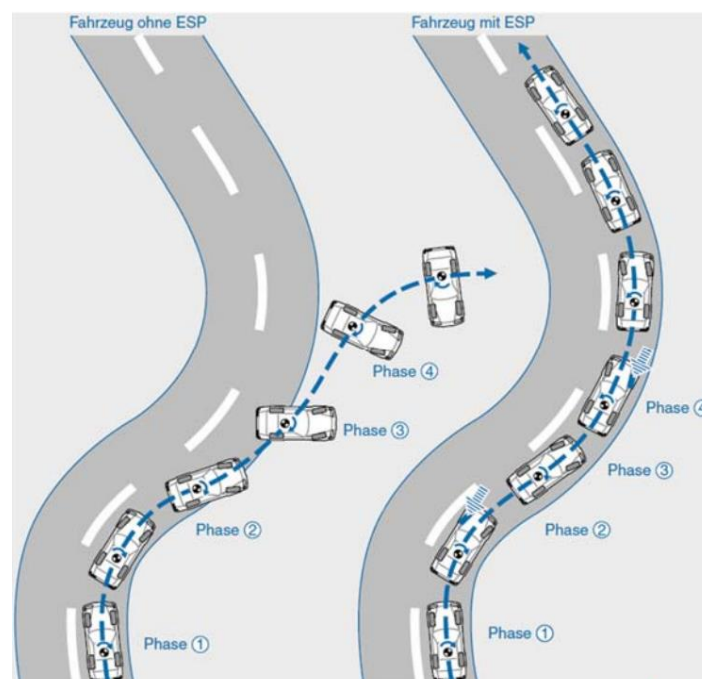


Abbildung 2: Querdynamik eines PKW mit- und ohne ESP [Reif 2010, S. 61]

Der Bremsassistent unterstützt den Fahrer bei einer Gefahrenbremsung, indem der Bremsdruck automatisch bis in den ABS-Regelbereich erhöht wird. Anhand der Betätigungsgeschwindigkeit des Bremspedals erkennt das System den Wunsch nach einer Vollbremsung. Daraufhin wird mithilfe eines Bremskraftverstärkers oder einer Hydraulikeinheit der maximale Druck aufgebaut. Mithilfe der beschriebenen Assistenzsysteme werden Fahrzeuge in kritischen Fahrsituationen stabilisiert. [Pischinger & Seiffert 2016, S. 785 ff.]

Neben den Fahrerassistenzsystemen tragen komfortsteigernde Maßnahmen und Maßnahmen zur Verbesserung der Umfelderkennung zu einer besseren aktiven Sicherheit bei. Ein ausgewogenes Fahrwerk und eine angenehme Innenraumakustik haben einen positiven Einfluss auf die Leistungsfähigkeit des Fahrers. Aufgrund der Verbesserung des Sichtfeldes des Fahrers durch Spiegel und Scheiben und einer guten Beleuchtung können Hindernisse früher wahrgenommen und die Reaktionszeit erhöht werden. Somit können zu erwartende Kollisionen vermieden werden. [Pischinger & Seiffert 2016, S. 1113 f.]

2.3 Maßnahmen der passiven Fahrzeugsicherheit

Die passive Fahrzeugsicherheit kann in Maßnahmen für den Selbstschutz und für den Kontrahentenschutz unterteilt werden. Unter dem Selbstschutz werden Maßnahmen für das eigene Sicherheitsbedürfnis verstanden, während der Kontrahentenschutz auf die Sicherheit der beteiligten Verkehrsteilnehmer ausgerichtet ist. Zum Selbstschutz zählen u.a. die Insassen-Rückhaltesysteme, die Auslegung der Karosseriestruktur und die Gestaltung des Fahrzeuginterieurs.

Unter den Rückhaltesystemen in einem Fahrzeug werden insbesondere der Sicherheitsgurt und der Airbag verstanden. Mit ihnen wird das Ziel verfolgt, den Insassen bei einer Kollision über die Sitzstruktur an das Fahrzeug zu koppeln, sodass ein Aufprall mit Teilen im Fahrzeuginnenraum verhindert werden kann. Durch die Rückhaltewirkung der Systeme nimmt der Insasse früher an der Fahrzeugverzögerung teil und die auf den Insassen wirkenden Beschleunigungen können reduziert werden. Im Kapitel 2.4 wird näher auf den Aufbau und die Wirkungsweise eines Sicherheitsgurtes eingegangen. [ECE R16 2008, S. 3]

Die Funktion des Airbags besteht darin, die kinetische Energie des nach vorne geschleuderten Insassen abzubauen und somit dessen Relativgeschwindigkeit zum Fahrzeug zu verringern. Durch den Front-Airbag soll insbesondere der Anprall des Kopfes und der Brust mit dem Lenkrad und der Frontscheibe vermieden bzw. die Anprallgeschwindigkeit reduziert werden.

Erreicht wird dies, indem ein zusammengefalteter Luftsack innerhalb weniger Millisekunden mit einem Gas befüllt wird und dieser sich somit entfaltet. Während der Insasse in das Luftpolster eintaucht, entströmt das Gas aus den Abströmöffnungen oder dem luftdurchlässigen Stoffgewebe des Luftsacks und die Energie kann abgebaut werden. Neben den Front-Airbags sind Airbags in weiteren Bereichen des Fahrzeuges eingebaut. Dazu gehören beispielsweise Knie-Airbags, Seitenairbags und Mittenairbags. In der Abbildung 3 sind ausgefaltete Airbags in einem Fahrzeug zu sehen. [Kramer 2013, S. 201 ff.]



Abbildung 3: ausgefalteter Front-, Knie-, und Seiten-Airbag [FR 2019]

Die Karosseriestruktur hat in Bezug auf die passive Sicherheit die Aufgabe, eine insassenverträgliche Beschleunigungscharakteristik bereitzustellen und im Bereich der Fahrgastzelle den Überlebensraum für den Insassen zu sichern. Mithilfe der Nachgiebigkeit in den Deformationszonen wird die kinetische Energie bei einem Frontal-, Seiten und Heckaufprall aufgenommen und in Verformungsenergie umgewandelt. Die Beschleunigungscharakteristik hängt größtenteils vom Energieabsorptionsverhalten sowie vom vorhandenen Deformationsweg der Strukturen ab. Aus diesem Grund unterscheidet sich die Auslegung der Strukturen im vorderen Bereich des Fahrzeuges im Vergleich zu der seitlichen Karosseriestruktur.

Die Fahrgastzelle setzt sich aus den hochfesten Säulen, Schwellern und dem Dachrahmen zusammen. Zusätzlich wird die Fahrgastzelle von Querträgern im Boden, im Dach, unter den Sitzen und in der Tür verstärkt. Weitere Blech- und Rohrkonstruktionen werden eingesetzt, um die Festigkeit zu erhöhen. Die auftretenden Kräfte werden über mehrere Lastpfade gezielt in diese Strukturen weitergeleitet. Es kommen hochfeste Materialien zum Einsatz, um große Verformungen und eine Eindringung in den Fahrgastraum zu verhindern und somit den Raum für die Vorverlagerung des Insassen sicherzustellen. In der Abbildung 4 sind die Lastpfade in der Fronstruktur einer Karosserie dargestellt. [Kramer 2013, S. 179 ff.; Fang 2023, S. 349 ff.]

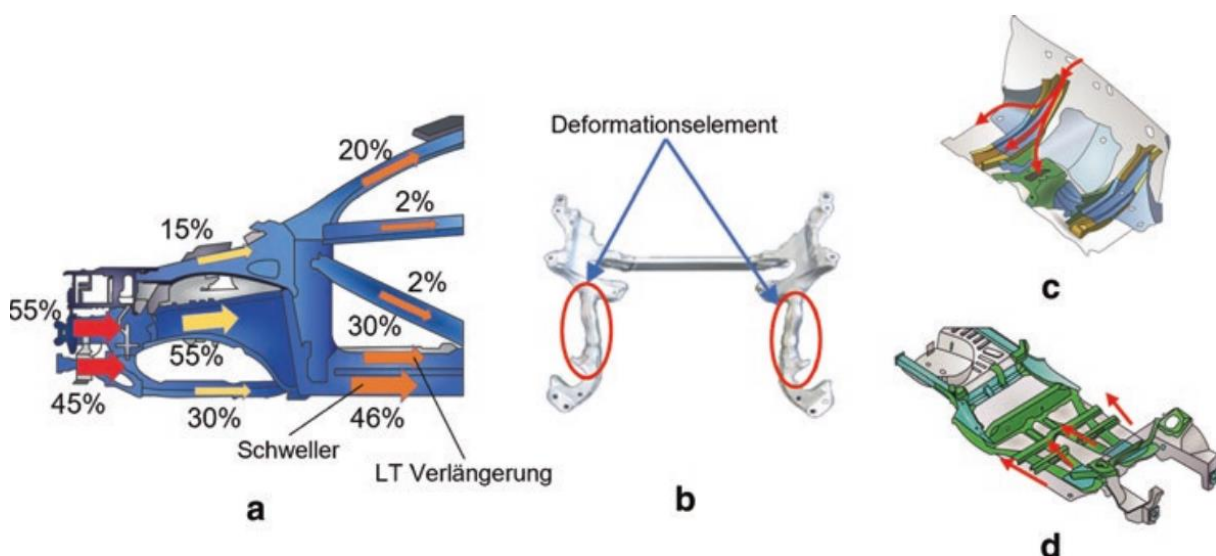


Abbildung 4: Lastpfade in der Frontstruktur einer Karosserie [Fang 2023, S. 351]

Neben den Rückhaltesystemen und der Karosseriestruktur trägt die Gestaltung des Fahrzeuginnenraums zu einer besseren passiven Sicherheit bei. Das Armaturenbrett ist in seiner Form insbesondere im Aufschlagbereich energieabsorbierend ausgelegt, um Verletzungen bei einem Anprall zu minimieren. Mit der Sicherheitslenksäule wird bei einem Frontalaufprall das Eindringen der Lenksäule in die Fahrgastzelle verhindert und bei Krafteinleitung translatorisch verschoben, sodass der Vorverlagerungsweg des Insassen erhöht wird. Mithilfe der an der Sitzlehne befestigten Kopfstütze wird der Insasse vor einer Überstreckung der Halswirbelsäule bei einem Heckaufprall geschützt, um schwere Halswirbelsäulenverletzungen zu verhindern, wie in der Abbildung 5 zu erkennen ist. [Kramer 2013, S. 217 ff.]

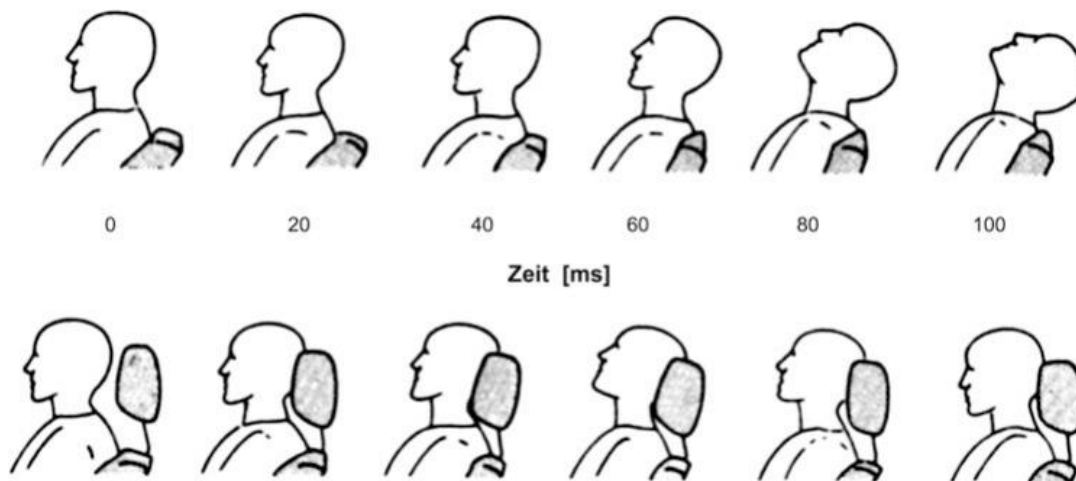


Abbildung 5: Kopfkineematik beim Heckaufprall ohne und mit Kopfstütze [Kramer 2013, S. 218]

Der Kontrahentenschutz umfasst Sicherheitsmaßnahmen, die darauf abzielen, die Unfallfolgen für die beteiligten Verkehrsteilnehmer zu minimieren. Insbesondere bei Frontalkollisionen zwischen Fahrzeugen und Fußgängern oder Radfahrern spielen diese Maßnahmen eine entscheidende Rolle. Aus diesem Grund besitzen Fahrzeuge eine energieabsorbierende Frontstruktur und abgerundete Karosserieformen. Durch den Einsatz von nachgiebigen Strukturen und verformbaren Prallflächen wird eine kontrollierte Energieabsorption ermöglicht, wodurch die Belastung für die beteiligten Personen reduziert wird. Die Kontaktbereiche am Stoßfänger und an der Motorhaube sollten ausreichend Deformationsweg anbieten und keine hervorstehenden scharfen Kanten aufweisen, um die Kraftübertragung bei einem Zusammenstoß großflächig einzuleiten. Um Kopfverletzungen von äußeren Verkehrsteilnehmern zu vermeiden, sind die Scheibenwischerachsen abgesenkt. [Kramer 2013, S. 237 ff.]

2.4 Aufbau und Funktionsweise eines Sicherheitsgurtes

Der Sicherheitsgurt ist ein Rückhaltesystem im Fahrzeug, welches zur Reduzierung der Verletzungsschwere des Insassen bei einer Kollision und abrupten Verzögerungen dient. Wie in Kapitel 2.3 beschrieben, wird es dem Insassen durch einen Sicherheitsgurt ermöglicht, frühzeitig an der Verzögerung des Fahrzeuges teilzunehmen. Dadurch wird die Lageveränderung des Insassen begrenzt und ein Anprall mit Strukturen im Fahrzeuginterieur kann verhindert werden.

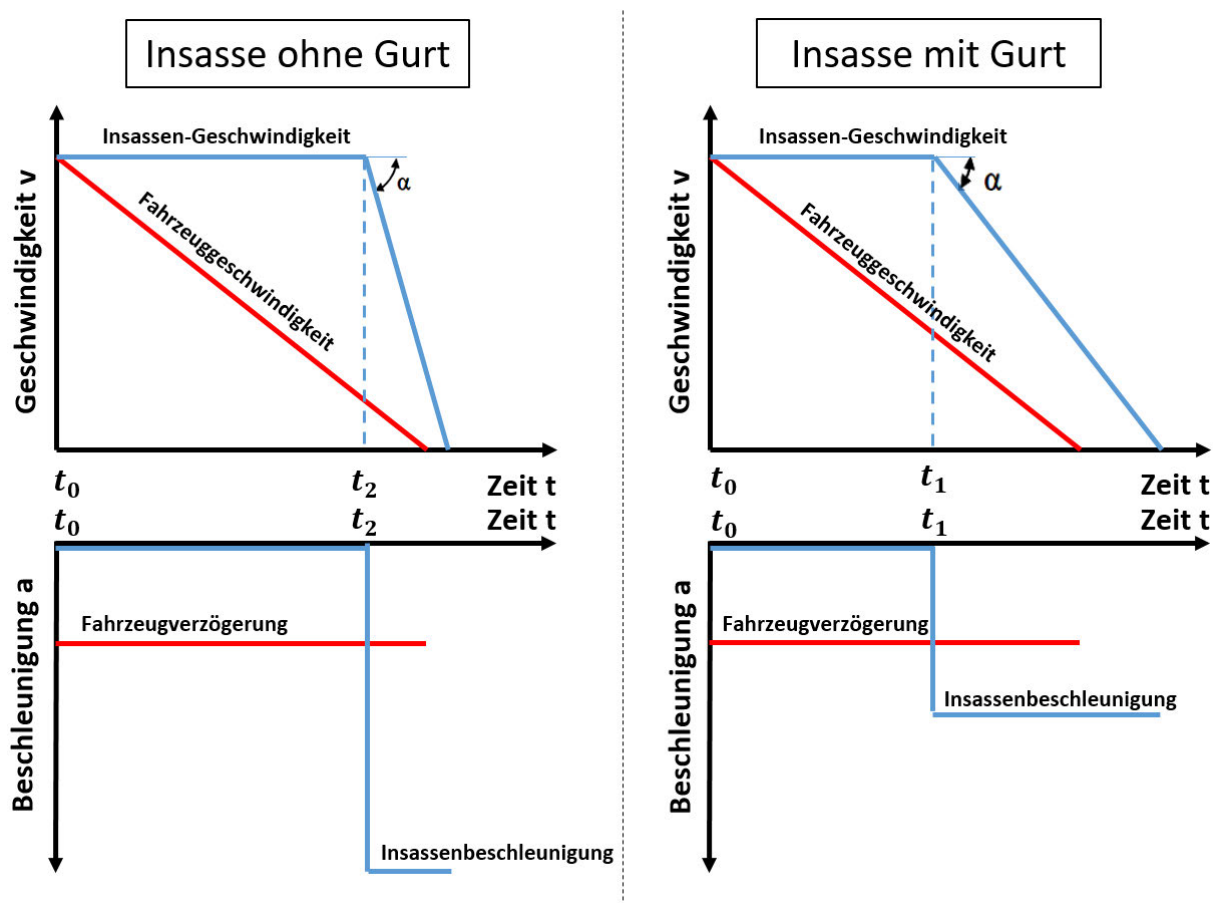


Abbildung 6: Schematische Darstellung der Fahrzeug- und Insassenbewegung mit und ohne Gurt [in Anlehnung an Kramer 2009, S. 169]

In der schematischen Darstellung der Fahrzeug- und Insassenbeschleunigung in der Abbildung 6 ist zu erkennen, dass sich ein Insasse bei einem Frontalaufprall nach Kollisionsbeginn t_0 aufgrund seiner Trägheit mit unveränderter Geschwindigkeit weiter nach vorne bewegt, während die Fahrzeuggeschwindigkeit abnimmt.

Ein Insasse ohne Gurt würde aufgrund der fehlenden Ankopplung an das Fahrzeug nach Ausnutzung des Überlebensraumes zum Zeitpunkt t_2 auf das Lenkrad oder Armaturenbrett stoßen und in kurzer Zeit sehr stark abgebremst werden. Ein angeschnallter Insasse hingegen nimmt durch die Rückhaltewirkung des Gurtes bei t_1 früher an der Verzögerung des Fahrzeuges teil, sodass ein größerer Weg für den kontrollierten Geschwindigkeitsabbau verfügbar ist. Somit kann der Insasse über einen längeren Zeitraum abgebremst werden, wodurch er geringere Beschleunigungen erfährt. Dies ist neben dem Beschleunigungsverlauf auch an dem Steigungswinkel α der Geschwindigkeitskurve des Insassen zu erkennen. Zusätzlich kann durch die frühe Ankopplung des Insassen ein Kontakt mit Innenraumteilen des Fahrzeuges vermieden werden. [ECE R16 2018, S. 3; Eickhoff 2012, S. 6; Kramer 2013, S. 172 ff.]

Je nach ihrer Anordnung können Gurtsysteme in verschiedene Arten unterteilt werden. Zu den Zweipunktgurten gehören der Beckengurt und der Schrägschultergurt, weil sie zwei Befestigungspunkte besitzen. Der Beckengurt verläuft vor dem Becken des Insassen und wird heutzutage hauptsächlich in Reisebussen verwendet. Der Schrägschultergurt verläuft von der Schulter diagonal über die Brust bis zur gegenüberliegenden Hüfte und kommt selten in heutigen Fahrzeugen zum Einsatz. Im Rennsport und in Pilotsitzen findet der Hosenträgergurt seine Verwendung. Der aktuell am häufigsten verbaute Sicherheitsgurt im PKW ist der Dreipunktgurt, der sowohl am Oberkörper als auch am Becken des Insassen anliegt. In der Abbildung 7 sind die Gurtsystemarten abgebildet. [Runge 2012, Kramer 2013, S. 185]

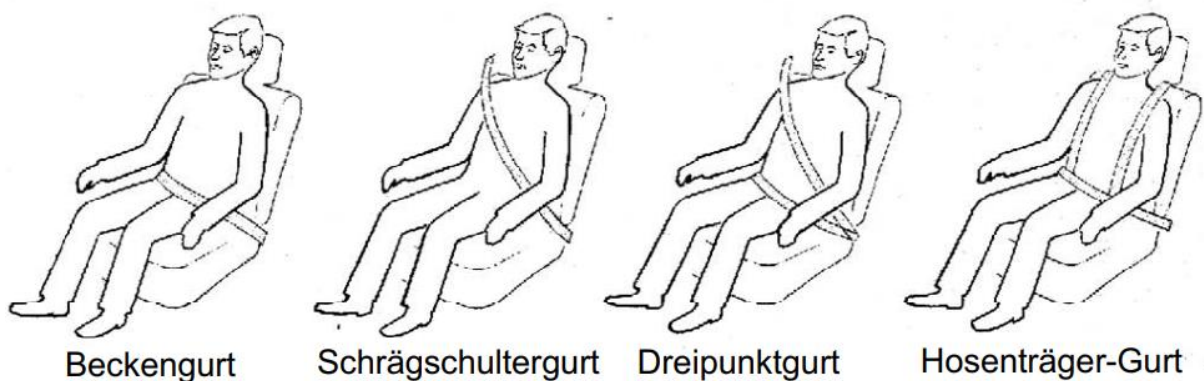


Abbildung 7: Gurtsystemarten [In Anlehnung an Kramer 2013, S. 186]

Der Dreipunktgurt wurde 1959 vom schwedischen Volvo-Ingenieur Nils Bohlin zum Patent angemeldet und ist seither für die Rettung vieler Menschenleben verantwortlich. 1985 zeichnete das deutsche Patentamt den Dreipunktgurt als eine der 8 Erfindungen mit dem größten Nutzen für die Menschheit in den vergangenen 100 Jahren aus. Seitdem hat sich dieser durch neue Innovationen und Konzepte stets erweitert. Heute ist der Sicherheitsgurt ein adaptives und vielfältiges Mehrkomponentensystem, welches ein fester Bestandteil in der Welt der Fahrzeugsicherheit ist. [Scheuch 2019, DPMA 2024]

In der Abbildung 8 ist der Aufbau eines Dreipunktgurtsystems dargestellt. Das Gurtband verläuft vom Endbeschlag über das Becken des Insassen zum Gurtschloss. An der Öse der Steckzunge wird das Gurtband umgelenkt und diagonal über den Oberkörper des Insassen zum Umlenker geführt. Vom Umlenker läuft das Gurtband zum Retraktor, bei dem es auf einer Welle aufgewickelt ist. Mithilfe einer Spiralfeder an der Welle wird das Gurtband kontinuierlich gespannt, sodass es körpernah anliegt. Wenn der Gurt gelöst wird oder der Insasse sich nach hinten bewegt, wird das Band wieder aufgerollt. Im Falle einer Kollision wird die Welle gesperrt, sodass kein Gurtband mehr ausgezogen werden kann. Um die Brustbelastung des Insassen zu verringern, wird ab einem bestimmten Kraftniveau Gurtband durch die Verdrehung eines Torsionsstabes wieder freigegeben. [Machens 2008, S. 2; Kramer 2013, S. 191]

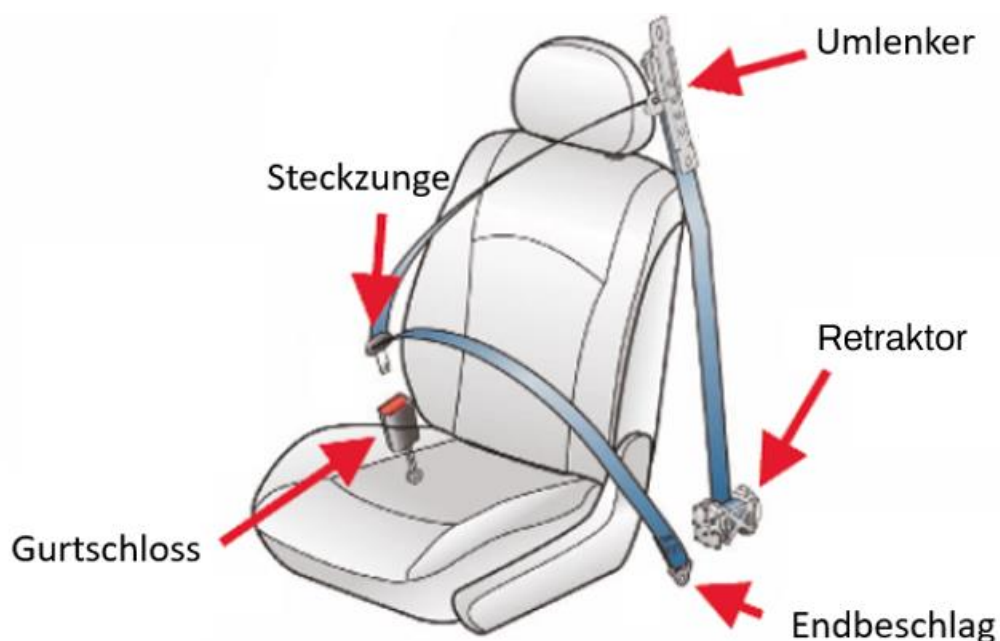


Abbildung 8: Aufbau eines Dreipunktgurtsystems [in Anlehnung an Schindler & Sievers 2008, S. 217]

2.5 Aufbau und Funktionsweise eines Gurtstraffers

Der Einsatz von Gurtstraffern erhöht die Effektivität eines Gurtsystems im Kollisionsfall. Bei der Auslösung des Straffers wird das Gurtband im angelegten Bereich innerhalb weniger Millisekunden verkürzt, sodass es eng am Oberkörper und Becken des Insassen anliegt. Die Gurtlose ist definiert durch das lose am Körper des Insassen anliegende Gurtband gepaart mit der Gurtbanddehnung, der Nachgiebigkeit des Sitzes und dem systembedingten Spiel. Sie wird beim Straffvorgang reduziert. Neben der Gurtlose wird auch der sogenannte Filmspuleneffekt durch die Straffung eliminiert. Der Filmspuleneffekt beschreibt den unbeabsichtigten Gurtbandauszug bei Arretierung der Spule. Die Freigabe vom Gurtband entsteht, da sich die einzelnen Gurtbandlagen eines losen Gurtbandwickels unter Belastung enger anlegen. Dieser Effekt hat eine größere Vorverlagerung des Insassen zur Folge und wirkt entgegen dem Prinzip der Rückhaltung.

Zusätzlich zur Eliminierung der Gurtlose und des Filmspuleneffektes führen Gurtstraffer zu einer zeitlichen Vorverlagerung der Gurtwirkung, da der Insasse frühzeitig an den Sitz gebunden wird. Durch die Ankopplung des Insassen ist eine frühere Beteiligung an der Fahrzeugverzögerung möglich und die am Insassen wirkende Beschleunigung kann weiter reduziert werden. Dies ist im rechten Diagramm der Abbildung 9 zu erkennen, welches schematisch zeigt, wie durch die Straffung der Insasse zum Zeitpunkt t_1 früher vom Gurtsystem verzögert wird. [Burg & Moser 2007, S. 715; Kramer 2013, S. 191; Rausch et al. 2007, S. 2]

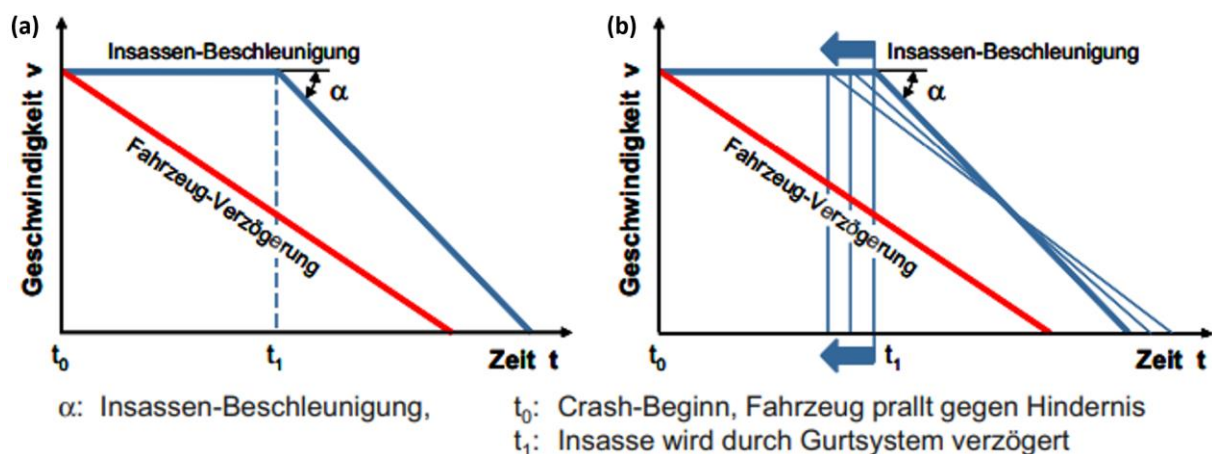


Abbildung 9: Schematische Darstellung der Insassenbeschleunigung ohne (a) und mit Gurtstraffer (b)
[in Anlehnung an Kramer 2013, S. 192]

Grundsätzlich lassen sich Gurtstraffer nach ihrer örtlichen Anbringung und nach ihrer Technologie einordnen. Es wird zwischen Retraktorstraffern, Gurtschlossstraffern und Endbeschlagstraffern unterschieden, welche entweder einzeln oder in Kombination eingesetzt werden. Der Endbeschlagstraffer wird allerdings überwiegend nur als Zweitstraffer verwendet. Die Position des Straffers hat einen wesentlichen Einfluss auf das Leistungsverhalten des Gurtes und auf die Insassenrückhaltung, da die Straffkraft an unterschiedlichen Stellen in das Gurtsystem eingeleitet wird. [Eickhoff 2012, S. 6; Wier 1998, S. 2]

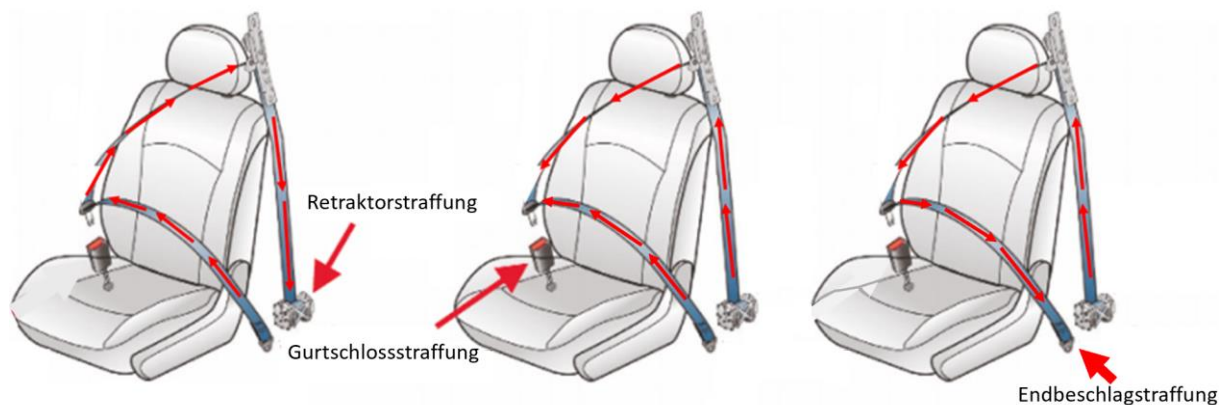


Abbildung 10: Gurtbandbewegung bei unterschiedlichen Strafferpositionen [in Anlehnung an Schindler & Sievers 2008, S. 217]

In der Abbildung 10 ist die Gurtbandbewegung bei unterschiedlichen Strafferpositionen dargestellt. Bei der Retraktorstraffung wird zunächst das Gurtband im Schulterbereich verkürzt und anschließend zeitlich verzögert die Gurtlose im Beckengurt eliminiert. Bei der Bewegung des Gurtbandes durch die Öse des Umlenkens entstehen hohe Reibkräfte, wodurch der Wirkungsgrad der Straffung beeinflusst wird. In Kombination mit einem Endbeschlagstraffer wird eine effiziente Reduzierung der Gurtlose im Beckengurt erreicht, sodass das Becken des Insassen stärker an den Sitz gebunden wird. Bei der Gurtschlossstraffung wird das Gurtband zeitgleich im Schulter- und Beckenbereich gestrafft, indem der Schlosskopf translatorisch nach unten bewegt wird. Bedingt durch den Bauraum steht dem Gurtschlossstraffer allerdings ein geringer Straffweg zur Verfügung. [Kramer 2013, S.192]

In der Regel wird die Straffenergie von Gurtstraffern pyrotechnisch gespeichert. Bei pyrotechnischen Gurtstraffern wird nach dem Detektieren eines Unfalls durch die Sensorik eine Treibladung in einem Gasgenerator gezündet. Der durch die Verbrennung freigesetzte Gasdruck wird je nach Straffertechnologie unterschiedlich genutzt. Bei Retraktorstraffern sind Technologien bekannt, bei denen beispielsweise der Gasdruck einen zylindrischen Kolben in Bewegung setzt, der sich in einem gebogenen Rohr befindet. Durch die fortlaufende Bewegung des Kolbens wird die Gurtbandwelle über ein Zahnrad in Strafrichtung angetrieben und das Gurtband aufgewickelt.

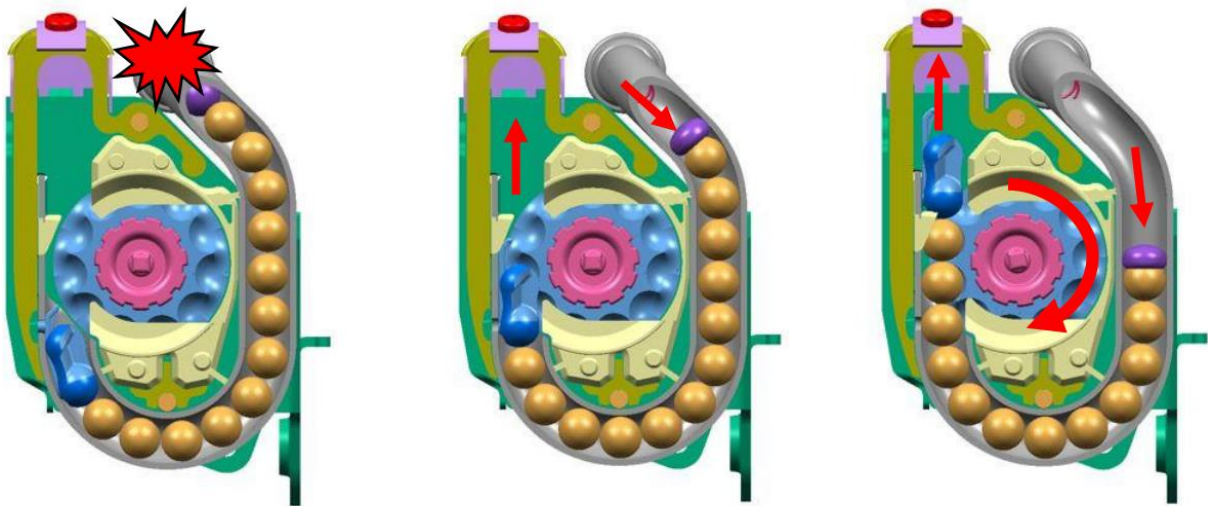


Abbildung 11: Bewegungsablauf eines pyrotechnischen Kugelstraffers [Autoliv 2017]

In der Abbildung 11 ist eine schematische Darstellung des Bewegungsablaufes bei einem pyrotechnischen Kugelstraffer zu sehen. Bei diesem Kugelstraffer werden durch die freiwerdende Gasladung Stahlkugeln in einem zylindrischen Rohr angetrieben, die auf ein Ritzel treffen und ein Rotationsmoment erzeugen. Das Ritzel ist mit der Gurtbandwelle verbunden, sodass der Gurt gestrafft wird. Anschließend landen die Kugeln in einem Auffangbehälter, um Schäden zu vermeiden. Pyrotechnische Gurtstraffer sind nach ihrer Auslösung nicht wiederverwendbar und müssen ausgetauscht werden. Deswegen wird der Impuls zur Straffung erst im Falle einer Kollision mit einer bestimmten Unfallschwere eingeleitet [Betz et al. 2013, S. 2, Kramer 2013, S. 193]

Neben pyrotechnischen Gurtstraffern werden heutzutage zusätzlich reversible Straffer eingesetzt, die das Gurtband mithilfe eines Elektromotors verkürzen. Der Elektromotor ist über ein Getriebe und durch eine Kupplung schaltbar mit der Gurtbandwelle verbunden. Der Motor wird über eine ECU (Electronic Control Unit) gesteuert, die einen integrierten Speicher zum Ein- und Auslesen von Daten verfügt und auf der die Komponenten zur elektronischen Ansteuerung verbaut sind. Beim Straffvorgang wird das vom Motor erzeugte Drehmoment über eine Zwischenwelle auf das Getrieberad übertragen, welches mittels einer Klinkenkupplung mit der Gurtbandwelle verbunden ist. In der Abbildung 12 ist ein reversibler elektromotorischer Gurtstraffer dargestellt.

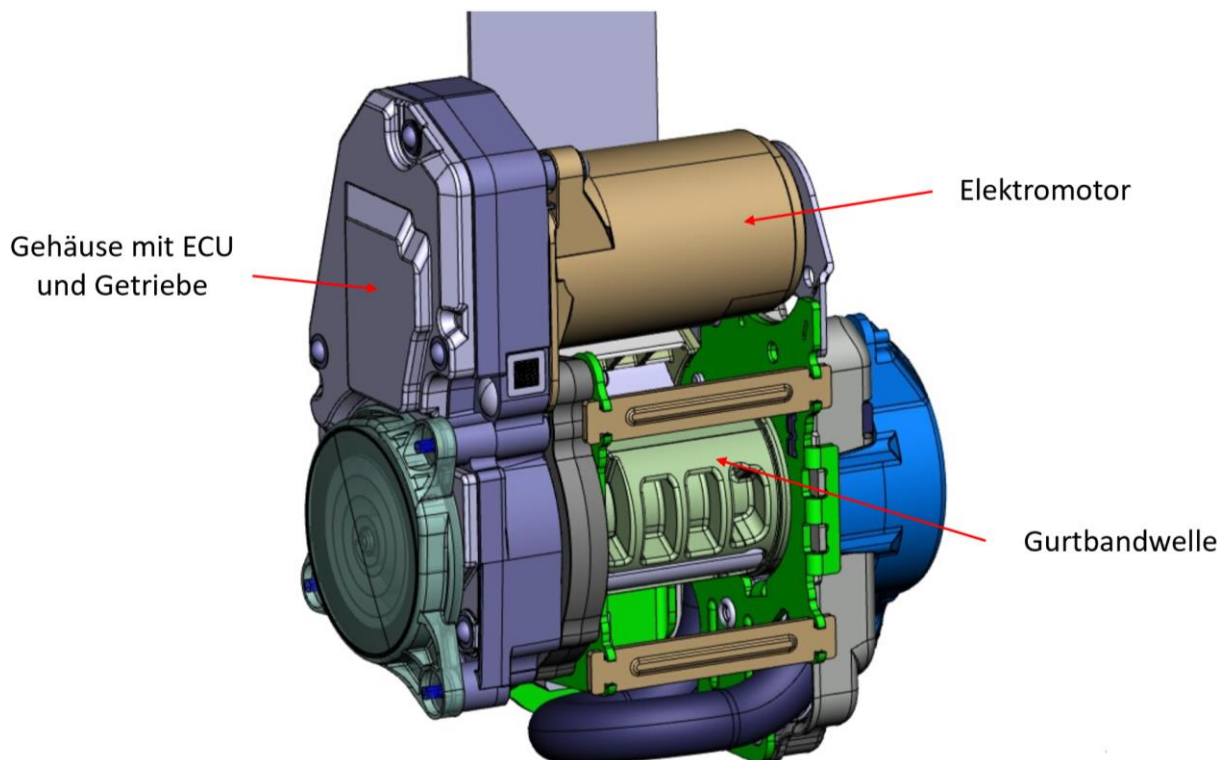


Abbildung 12: reversibler elektromotorischer Straffer [Autoliv 2017]

Die Besonderheit bei reversiblen Straffern liegt darin, dass Informationen aus der vorkollisionären Phase, auch Pre-Crash-Phase genannt, genutzt werden, um die Straffung vor dem Eintritt des Unfalls zu aktivieren. In kritischen Fahrsituationen wie bei Ausweichmanövern, Notbremsungen oder Schleuderbewegungen wird über die Sensorik der Assistenzsysteme die Gefahrensituation erfasst und daraus eine Kollisionswahrscheinlichkeit abgeleitet. Beim Erreichen einer bestimmten Schwelle löst die ECU das Auslösesignal aus und der Gurt greift präventiv ein. Dadurch kann

der Insasse bei einer in Bezug auf die Sicherheit ungünstigen Sitzhaltung vor Unfallbeginn in eine aufrechte Position gebracht und an den Sitz fixiert werden. Zudem wird die Gurtlose und der Filmspuleneffekt aus dem System entfernt, bevor es zu einer Bewegung des Insassen kommt. Tritt das Unfallereignis nicht ein, wird die Gurtverriegelung gelöst und eine erneute Straffung ist aufgrund des reversiblen Systems sofort möglich. Kommt es jedoch zu einer Kollision, wird zusätzlich der leistungsstärkere pyrotechnische Straffer gezündet und der Sicherheitsgurt kann seine optimale Wirkung entfalten. [Autoliv 2017; Kramer 2013, S. 194 f.; Lucht 2015, S. 2]

Der reversible Gurtstraffer hat neben der Vorspannung des Gurtsystems weitere Vorteile. Er kann dem Fahrer durch haptische Signale eine Rückmeldung über den aktuellen Fahrzustand geben. Die Vorstraffung kann somit als Warnhinweis dienen, um den Insassen auf eine mögliche bevorstehende Gefahrensituation aufmerksam zu machen. Dies kann dazu führen, dass der Fahrer rechtzeitig in das Geschehen eingreift und eine Kollision verhindert wird. Darüber hinaus kann der reversible Straffer zur Fixierung des Insassen an den Sitz in Kurven dienen. Bei schnellen Kurvenfahrten treten hohe Querschleunigungen auf, die den Insassen aufgrund seiner Trägheit nach außen bewegen. Diese Querverlagerung wird als störend empfunden und kann den Fahrer bei der Steuerung des Fahrzeuges beeinträchtigen. Mithilfe der reversiblen Straffung kann der Querverlagerung entgegengewirkt werden. [Bugarcic et al. 2021, S. 2; Birk et al. 2019, S. 2]

Da die Phase zwischen dem Erfassen einer Gefahrensituation und dem Start des Unfallereignisses mehrere Sekunden andauern kann, steht dem elektromotorischen Straffer ein größeres Zeitfenster für die Vorspannung zur Verfügung und der Eingriff kann langsamer erfolgen als bei der Straffung während eines Crashes. Aktuelle reversible Straffer erreichen eine maximale Straffkraft von ca. 250 N. Diese Kraft reicht nicht aus, um einen bereits vorverlagerten Insassen vor Crashbeginn schnell genug zu repositionieren. Aufgrund der geringen Straffleistung dienen die reversibel elektrisch angetriebenen Gurtstraffer zum heutigen Zeitpunkt nur als Ergänzung zum leistungsstärkeren pyrotechnischen Gurtstraffer. Durch die Entwicklungsfortschritte in der Elektromobilität und dem automatisierten Fahren ist in Zukunft jedoch mit zuverlässigerer Sensorik und reversiblen Straffern mit höherer elektromotorischer Straffleistung zu rechnen. [Böhme 2020, S. 134]

2.6 Rechnerische Simulation in der Fahrzeugsicherheit

Zur Bewertung der passiven Sicherheit von Fahrzeugen und für eine Zulassung im Straßenverkehr werden Fahrzeug- und Komponentenversuche durchgeführt, die größtenteils international vereinbart und gesetzlich vorgeschrieben sind. Um vor der Zertifizierung durch den Gesetzgeber die Komponenten und Systeme experimentell zu überprüfen, müssen die Testobjekte als Prototypen vorliegen. Die Entwicklung und Produktion von Prototypen sind allerdings mit einem hohen Zeitaufwand sowie hohen Erstellungskosten verbunden, weshalb diese erst spät im Entwicklungsprozess zur Verfügung stehen. Werden dann unerwartete Schwachstellen aufgedeckt, entstehen hohe Kosten. Aufgrund der immer kürzer werdenden Entwicklungszyklen von neuen Fahrzeugtypen stellt dies eine große Herausforderung dar.

Aus diesem Grund wird die rechnerische Simulation in der frühen Phase der heutigen Fahrzeugentwicklung eingesetzt, um Komponenten und Systeme des Insassenschutzes auszulegen und das statische und dynamische Fahrzeugverhalten zu analysieren. Die rechnerische Simulation ermöglicht in der Konzeptphase weitestgehend realitätsnahe Vorhersagen über die Belastung und das Bewegungsverhalten des Insassen sowie über das Deformationsverhalten von Fahrzeugstrukturen und Komponenten der Rückhaltesysteme zu treffen. Aufgrund der hohen Genauigkeit und Zuverlässigkeit von Simulationsergebnissen kann bei Nichterfüllung von Anforderungen frühzeitig und ohne hohe Kosten reagiert und optimiert werden. Somit entwickelte sich die rechnerische Simulation zu einem wichtigen Werkzeug im Fahrzeugentwicklungsprozess. [Klein 2015, S. 1; Kramer 2013, S. 393]

In der Abbildung 13 sind die Entwicklungsschleifen zur Erzielung der funktionalen Freigabe dargestellt. Die Entwicklungsschleife startet mit einem ersten Konstruktionsstand, auf dessen Basis ein Simulationsmodell aufgebaut wird. Mithilfe der Berechnungsergebnisse wird geprüft, ob die Anforderungen hinsichtlich Steifigkeit, Betriebsfestigkeit, Crash-Sicherheit, Akustik und Schwingungen erfüllt werden. Bei Erfüllung der Anforderungen erfolgt bei der hardwarefreien digitalen Entwicklung die funktionale Freigabe und der ausgearbeitete Konstruktionsstand wird unverändert in die nächste Phase der Entwicklung übernommen.

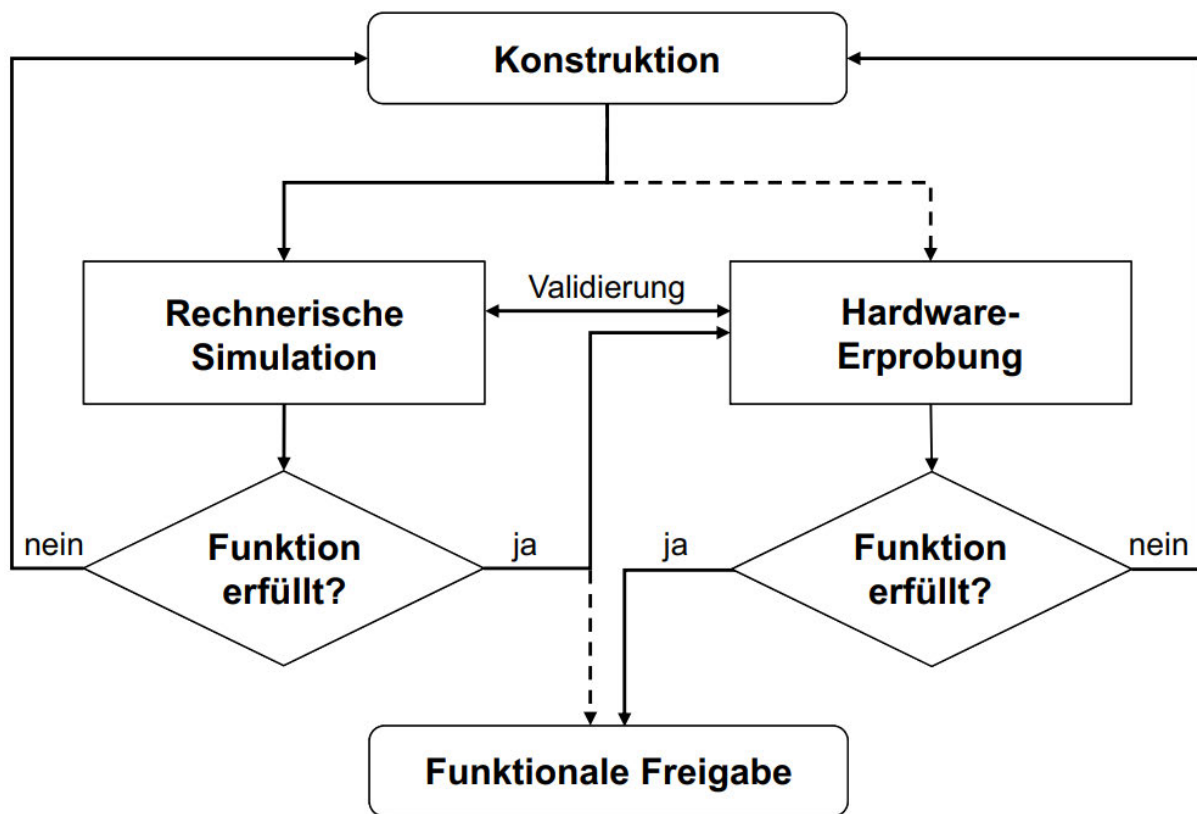


Abbildung 13: Entwicklungsschleifen zur Erzielung der funktionalen Freigabe [Kramer 2013, S. 447]

Sollten die Anforderungen nicht erfüllt werden, müssen Modifikationen bezüglich der Konstruktion oder Änderungen von Werkstoffen oder Blechdicken vorgenommen werden. Der angepasste Konstruktionsstand wird dann wieder berechnet und bewertet. Bei neuen Konzepten und Innovationen müssen neben der rechnerischen Simulation zusätzliche Hardwareversuche zur Absicherung durchgeführt werden. Die Berechnungsergebnisse werden dann mit den versuchstechnisch ermittelten Testdaten abgeglichen. Diesen Vorgang nennt man Validierung und ist ein wichtiger Prozess, um die Plausibilität und Genauigkeit von Simulationsergebnissen zu bewerten. [Kramer 2013, S. 445 ff.]

Eine Möglichkeit zur Validierung von Simulationsmodellen ist die Anwendung der CORA-Methode. CORA steht für Correlation and Analysis und ist eine standardisierte Korrelationsmetrik, um Testdaten und Simulationsdaten objektiv vergleichen und bewerten zu können. Das CORA-Gesamtrating setzt sich aus vier Subratings zusammen, die jeweils einen Wert zwischen 0 und 1 annehmen können. Dabei steht 1 für eine optimale Korrelation und 0 für keine Übereinstimmung der Kurven. Die vier Subratings sind das Korridor-, Phasen-, Magnitude- und Slope-Rating, wobei das

Korridor-Rating mit der höchsten Gewichtung in das Gesamtrating eingeht. In der Abbildung 14 ist der Kurvenvergleich anhand des Korridor-Ratings abgebildet. Hier wird ein äußerer und innerer Korridor um die Referenzkurve $x(t)$ mithilfe von Skalierungsfaktoren gebildet. Liegt ein Datenpunkt der Vergleichskurve $y(t)$ innerhalb des inneren Korridors wird dieser mit 1 bewertet, während ein Datenpunkt außerhalb des äußeren Korridors den Wert 0 erhält. Datenpunkte zwischen dem inneren und äußeren Korridor werden in Abhängigkeit vom Abstand zu den Korridor Grenzen mit einem Wert zwischen 0 und 1 bewertet. Der Durchschnitt aller Werte ergibt das Korridor-Rating. Für die Beschreibung der anderen Subratings wird auf die Literatur verwiesen. [ISO/TS 18571 2024; Thunert 2024, S. 7 ff.]

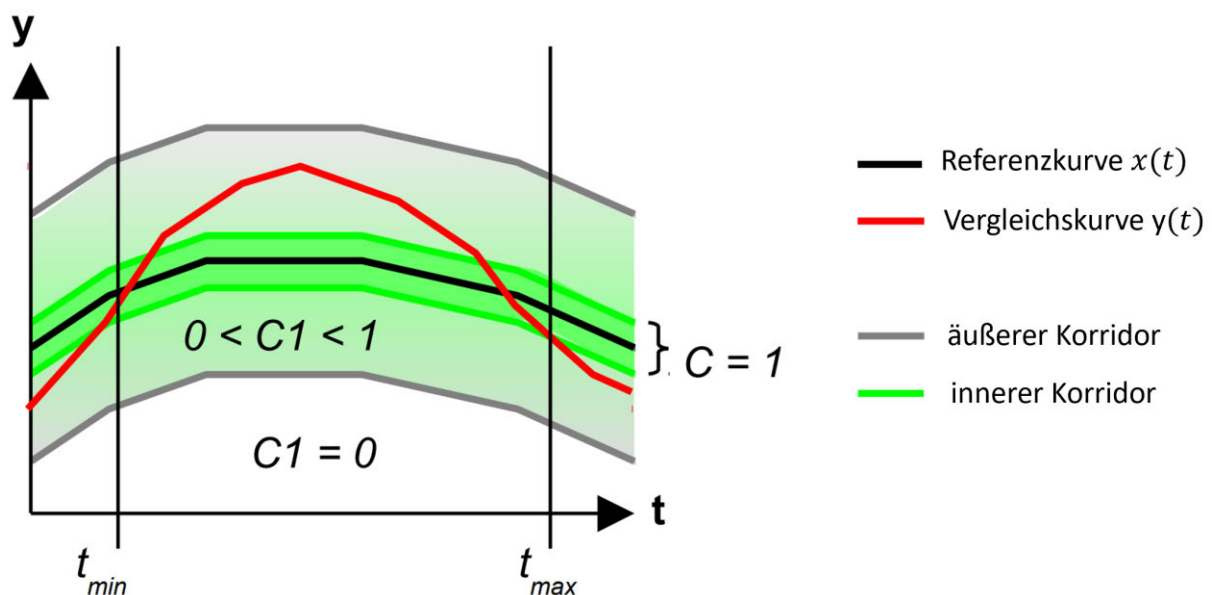


Abbildung 14: Kurvenvergleich anhand des Korridor-Ratings [in Anlehnung an Thunert 2017, S.18]

Innerhalb der rechnerischen Simulation in der Fahrzeugsicherheit haben sich zwei Rechenverfahren etabliert. Bei dem Verfahren mit Mehr-Körper-Systemen wird angenommen, dass die zu untersuchenden Komponenten gekoppelte Starrkörper sind, während bei der Finiten-Elemente-Methode (FEM) die Komponenten als deformierbar gelten. Mehr-Körper-Systeme bestehen aus starren Körpern, die gelenkig miteinander verbunden sind. Jeder dieser Körper kann sowohl translatorische als auch rotatorische Bewegungen ausführen, sofern die Anbindungen an die benachbarten Körper dies ermöglichen. Die kinematischen Gelenke bestimmen also die Relativbewegungen zwischen zwei benachbarten Körpern und reduzieren somit die

Freiheitsgrade des Systems. In Insassenmodellen werden einzelne Körperelemente zu Gliederketten zusammengefasst, wodurch ein kinetisches System starrer Körper entsteht. Bei Mehr-Körper-Systemen werden die Bewegungsgleichungen in Form von gewöhnlichen Differentialgleichungen zweiter Ordnung formuliert, die entweder analytisch oder mithilfe numerischer Näherungsverfahren gelöst werden.

Die Finite-Elemente-Methode ist ein numerisches Berechnungsverfahren, um Spannungen und Verformungen von geometrischen Strukturen zu ermitteln. Sie findet in unterschiedlichsten Bereichen Verwendung, wie bei der Berechnung von Strukturverformungen bei Crashtests oder der Analyse der Steifigkeit und Festigkeit sowie des Schwingungsverhalten von Komponenten des Rückhaltesystems. Bei der FEM wird ein Kontinuum auf ein diskretes numerisches Modell reduziert. Hierbei wird die untersuchte Geometrie in kleine zusammenhängende Elemente wie Balken, Schalen oder Volumenelemente mithilfe eines Netzes zerlegt. Dieser Vorgang wird als Diskretisierung bezeichnet. An den Eckpunkten der finiten Elemente befinden sich Knoten, an denen die Verschiebungen berechnet werden. Durch die Diskretisierung werden Bewegungsgleichungen in Form von Differentialgleichungen zweiter Ordnung in lineare Gleichungssysteme überführt. Die Größe der Gleichungssysteme hängt von der Anzahl der Knoten des erzeugten Netzes ab. Die Gesamtheit der Gleichungssysteme wird in einer Matrix zusammengeführt und anschließend von sogenannten Solvern gelöst.

$$M\ddot{u}(t) + C\dot{u}(t) + Ku(t) = F_{ext}(t) \quad (1)$$

In der allgemeinen Bewegungsgleichung (1) beschreibt M , C und K die Masse-, Dämpfungs-, und Steifigkeitsmatrix. Der Vektor u enthält die Verschiebungen des Knotens, wodurch $\dot{u}$ und $\ddot{u}$ dem Geschwindigkeits- bzw. Beschleunigungsvektor entsprechen. Die Summe der äußeren Kräfte, die auf die Knoten des Netzes wirken, sind im Vektor F_{ext} definiert. Die Bewegungsgleichung wird in den meisten FE-Programmen mittels impliziter oder expliziter Verfahren gelöst, die je nach Einsatzfall ihre Vor- und Nachteile besitzen. Implizite Verfahren werden beispielsweise für Schwingungsberechnungen oder quasistatische Strukturanalysen verwendet. Hier liegt der Vorteil darin, dass der einzelne Zeitschritt bei linearen oder schwach

nichtlinearen Aufgabenstellungen sehr groß sein kann. Explizite Verfahren hingegen eignen sich bei Nichtlinearität, weshalb sie insbesondere bei dynamischen Vorgängen mit kurzer Zeitdauer wie bei einer Crashsimulation zum Einsatz kommen.

Die Grundidee des expliziten Verfahrens liegt darin, dass die Verschiebungen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen nicht zu jedem Zeitpunkt t ermittelt werden, sondern nur zu diskreten Zeitpunkten nach einem kleinem Zeitintervall Δt . Im Vergleich zum impliziten Verfahren ist der Rechenaufwand beim expliziten Verfahren geringer, da das Gleichungssystem nicht gelöst wird, sondern einzelne entkoppelte Gleichungen vorliegen. Somit ist das Verfahren für kleine Zeitschritte effizienter und schneller. [Klein 2015, S. 234, Kramer 2013, S.394 ff.]

Die Zeitschrittweite ist ein wichtiger Parameter bei der Berechnung mit dem expliziten Verfahren, da das Verhalten der Geometrie sukzessive nachverfolgt wird. Viele kleine Zeitschritte führen bei einer dynamischen Simulation dazu, dass die Verformungen und Spannungen schrittweise abgetastet werden. Somit sind die Ergebnisse und das Verfahren genauer, wenn der Zeitschritt klein ist. Allerdings erhöht sich auch der numerische Rechenaufwand bei kleineren Zeitschrittweiten. Zusätzlich ist zu beachten, dass das explizite Verfahren nur dann als numerisch stabil gilt, wenn die Zeitschrittweite Δt kleiner ist als die sogenannten kritische Zeitschrittweite Δt_{krit} (2). Die kritische Zeitschrittweite ist als kürzeste Zeitdauer zu verstehen, die eine Spannungswelle benötigt, um durch das Element zu laufen. Sie wird über die charakteristische Elementkantenlänge L_e und der Schallgeschwindigkeit c_M des jeweiligen Materials bestimmt. [Nasdala 2015, S. 120, Schmied 2022, S. 26]

$$\Delta t < \Delta t_{krit} = \frac{L_e}{c_M} \quad (2)$$

Die Schallgeschwindigkeit c_M von einem Stab- und Balkenelement hängt bei einem isotropen linearen Material von der Dichte ρ und dem Elastizitätsmodul E ab. Somit ergibt sich der kritische Zeitschritt zu (3):

$$\Delta t_{krit} = \frac{L_e}{c_M} = L_e \sqrt{\frac{\rho}{E}} \quad (3)$$

Während einer Simulation werden die Elemente durch auftretende Deformationen verändert und die charakteristische Elementkantenlänge L_e kann sich verringern, wodurch der kritische Zeitschritt sinkt. In diesem Falle ist die Massenskalierung ein effektives Mittel, um den kritischen Zeitschritt anzupassen. Bei einer Massenskalierung findet eine lokale Erhöhung der Dichte für kleine Elemente statt, womit dem Fallen des kritischen Zeitschrittes entgegengewirkt wird. Hierbei muss stets geprüft werden, in welchem Verhältnis die lokale Zunahme der Masse zur Gesamtmasse des Modells steht. Eine zu hohe prozentuale Massenerhöhung führt zu ungewollten Trägheitseffekten, die die Ergebnisse verfälschen können. [Nasdala 2015, S. 120]

2.7 Aufbau und Funktionsweise eines Schlagschraubers

Ein Schlagschrauber ist ein Werkzeug, welches zum Lösen oder Anziehen von Schrauben, Muttern und Bolzen verwendet wird. Er wird insbesondere im Metallbau zum Herstellen und Lösen von festen Gewindeverbindungen und in der Fahrzeugwartung beim Reifenwechsel zum Lösen und Anziehen von Radschrauben und -muttern eingesetzt. Der große Vorteil von Schlagschraubern gegenüber herkömmlichen Drehschraubern liegt darin, dass bei gleichem Motorantriebsmoment ein höheres Anziehdrehmoment durch einen kurzzeitigen Schlagimpuls erzielt wird. Demzufolge können kleinere Motoren eingesetzt werden, was ein geringeres Gewicht und somit eine bessere Handlichkeit für den Nutzer bedeutet. Die kurzzeitige Erhöhung des Momentes wird mithilfe eines Schlagwerkes umgesetzt, welches im Folgenden erklärt wird. In der Abbildung 15 ist der schematische Aufbau eines Schlagschraubers dargestellt. [Andel 2008, S. 2]

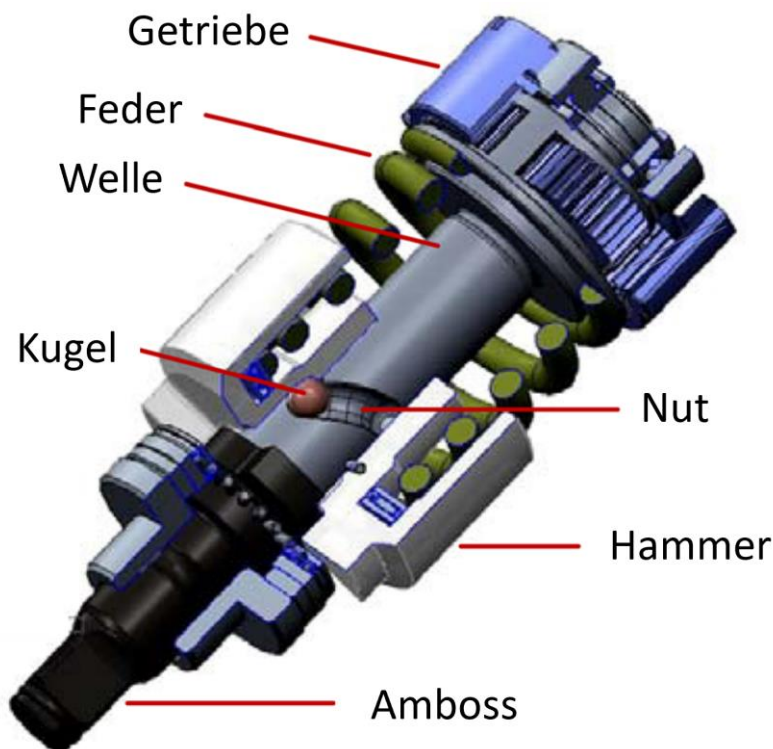
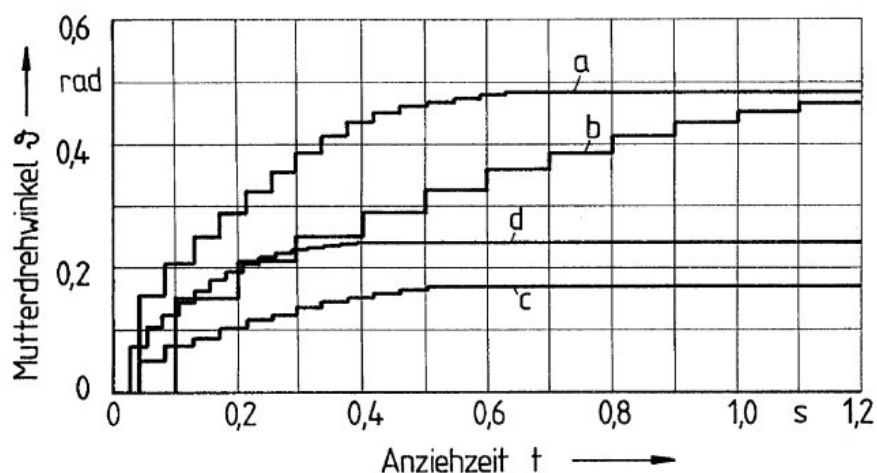


Abbildung 15: schematischer Aufbau eines Schlagschraubers [in Anlehnung an Zhang & Tang 2016, S.2]

Der Schlagschrauber in der Abbildung 15 besteht aus einem Elektromotor, einem Getriebe, einer Welle und einem Hammer mit jeweils zwei Nuten, in denen sich eine Kugel befindet. Zudem ist eine Feder sowie ein Amboss vorhanden, welcher das Verbindungsteil zur Schraube bzw. Mutter darstellt. Der Amboss ist ein zylindrischer Körper mit zwei Armen, die Kontaktflächen für den Schlag besitzen. Die Welle ist über das Getriebe mit dem Elektromotor verbunden. Wird der Auslöser des Schlagschraubers vom Nutzer betätigt, rotiert die Welle und das Moment wird über die Kugeln auf den Hammer übertragen. Der Hammer wird von der Vorlast der Feder axial nach unten gedrückt und rotiert mit der Welle so lange mit, bis er auf den blockierten Amboss trifft. Während die Welle dann weiter rotiert, bewegen sich die Kugeln in die entgegengesetzte Richtung entlang des Profils der Nuten und bewegen somit den Hammer translatorisch, bis dieser sich über dem Arm vom Amboss befindet. Der Hammer beginnt dann auf dem Arm des Ambosses wieder zu rotieren. Sobald der Hammer den Arm vom Amboss verlässt, wird er axial aufgrund der Federkraft bewegt und entlang des Profils der Nuten rotatorisch beschleunigt. Er kollidiert dann mit seinen Schlagflächen gegen den Amboss und erzeugt den Schlag. Der Schlagvorgang tritt periodisch auf. [Zhang & Tang 2016, S.1 f.]

Während eines Schlagvorganges wird die Antriebsenergie des Motors gespeichert und periodisch innerhalb kurzer Zeit von dem Schlagwerk in einen tangentialen Schlag auf den Amboss umgesetzt. Dabei entstehen hohe Momentenspitzen, die um ein Vielfaches höher sind als das maximale Antriebsmoment des Motors. Die Schraube bzw. Mutter wird bei jedem Schlag ruckartig angezogen bzw. gelöst. Daraus resultiert die in der Abbildung 16 dargestellte Treppenfunktion für den Mutter- bzw. Schraubendrehwinkel in Abhängigkeit von der Zeit. Die Form der Treppenkurve wird von der Schlagstärke und der Schlagperiode beeinflusst. Das abgebende Moment des Schlagschraubers hängt von einer Vielzahl von Faktoren ab, wie beispielsweise der Masse des Schlagwerkes, der Größe, der Form und der Frequenz der Schlagimpulse, der Reibung zwischen den Kontaktflächen und der Steifigkeit der Übertragungselemente. Aus diesem Grund treten bei der Messung der Vorspannkraft hohe Streuungen auf, was neben der Akustik ein Nachteil von Schlagschraubern ist. [Wiegand et al. 2007, S. 363 f.; Sieling 1977, S. 1 f.]



Kennlinie	Schlagstärke ΔD [kgmm ² /s]	Schlagperiode t [s]
a	27460	0,042
b	27460	0,100
c	9806	0,042
d	13729	0,026

Abbildung 16: Verlauf des Mutterdrehwinkels beim Anziehen mit einem Schlagschrauber bei unterschiedlichen Schlagstärken und -perioden [Wiegand et al. 2007, S. 364]

3 Aufbau der Simulationsmodelle

Im folgenden Kapitel wird zunächst auf die Konstruktion des 3D-Schlagschrauber-Modells eingegangen, bevor der Aufbau des FEM- und Simulink-Modells des Schlagschraubers beschrieben wird. Anschließend wird die Festlegung der Lastdefinition sowie der Aufbau des Lastmodells erklärt. Am Ende des Kapitels wird die Vorgehensweise bei der Kopplung des Simulink-Schlagschrauber-Modells an das Lastmodell beschrieben.

3.1 Konstruktion des 3D-Schlagschrauber-Modells

Um das reale Verhalten des Bewegungsablaufes und des Schlagimpulses eines Schlagschraubers abzubilden, wird ein FEM-Modell verwendet. Dabei wird sich auf die Welle, den Hammer und den Amboss fokussiert. Für den Aufbau des FEM-Schlagschrauber-Modells ist ein 3D-Modell notwendig, das die Geometrie der Einzelteile des Schlagschraubers darstellt. Die Konstruktion des 3D-Schlagschraubers-Modells wurde mit der Software CATIA V5 durchgeführt. Für die geometrischen Maße und Form der Geometrie wurde sich an einem realen Makita-Schlagschrauber mit dem Modelnamen 6918FD orientiert. Dafür wurde der Schlagschrauber auseinandergebaut und die Einzelteile vermessen.

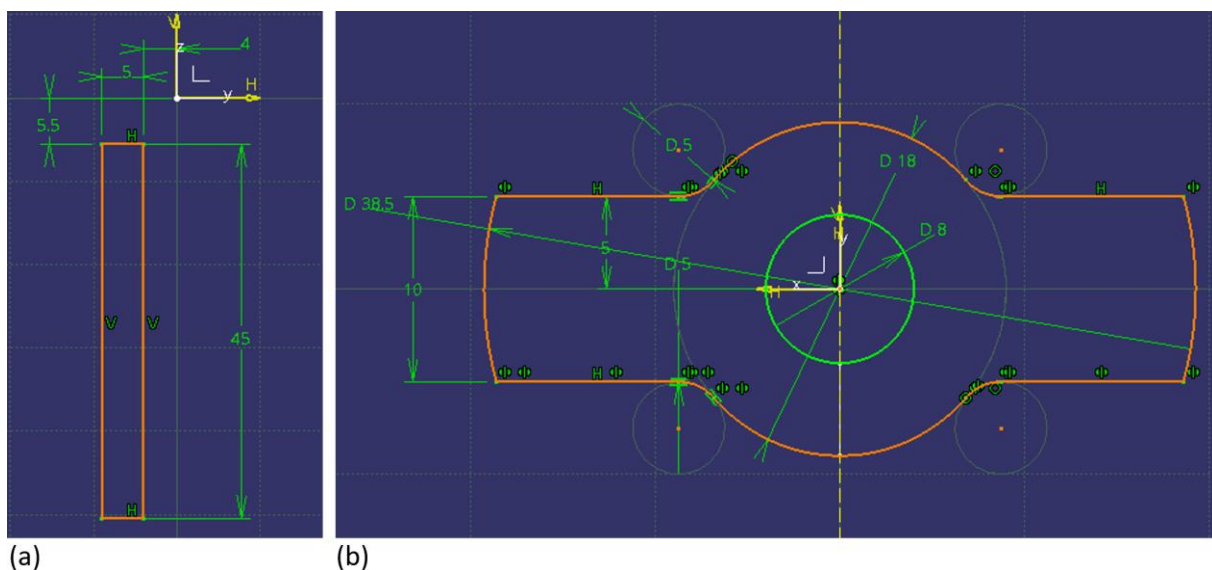


Abbildung 17: 2D-Skizzen des Hohlzylinders (a) und des extrudierten Körpers (b) vom Amboss

Zunächst wurde der Amboss des Schlagschraubers im CAD konstruiert. Dafür wurde das Einzelteil in zwei Bereiche eingeteilt. Der untere Teil stellt einen rotationssymmetrischen Körper dar, der mithilfe einer 2D-Skizze und dem Befehl „Shaft“ erstellt wurde. Durch den Abstand des Rechteckes zur Rotationsachse entsteht ein Hohlzylinder, dessen Lochradius dem Abstand entspricht. Der obere Teil des Ambosses wurde durch die Extrusion einer 2D-Skizze erstellt, die im mittleren Bereich der Geometrie des Hohlzylinders entspricht und links und rechts zwei abgerundete Rechtecke besitzt, die die Arme des Ambosses darstellen. In der Abbildung 17 sind die 2D-Skizzen des Hohlzylinders und des extrudierten Körpers zu erkennen. Im nächsten Schritt wurden die beiden erstellten Körper zusammengefügt. In der Abbildung 18 sind der Amboss des realen Schlagschraubers sowie der konstruierte Amboss in CAD dargestellt.

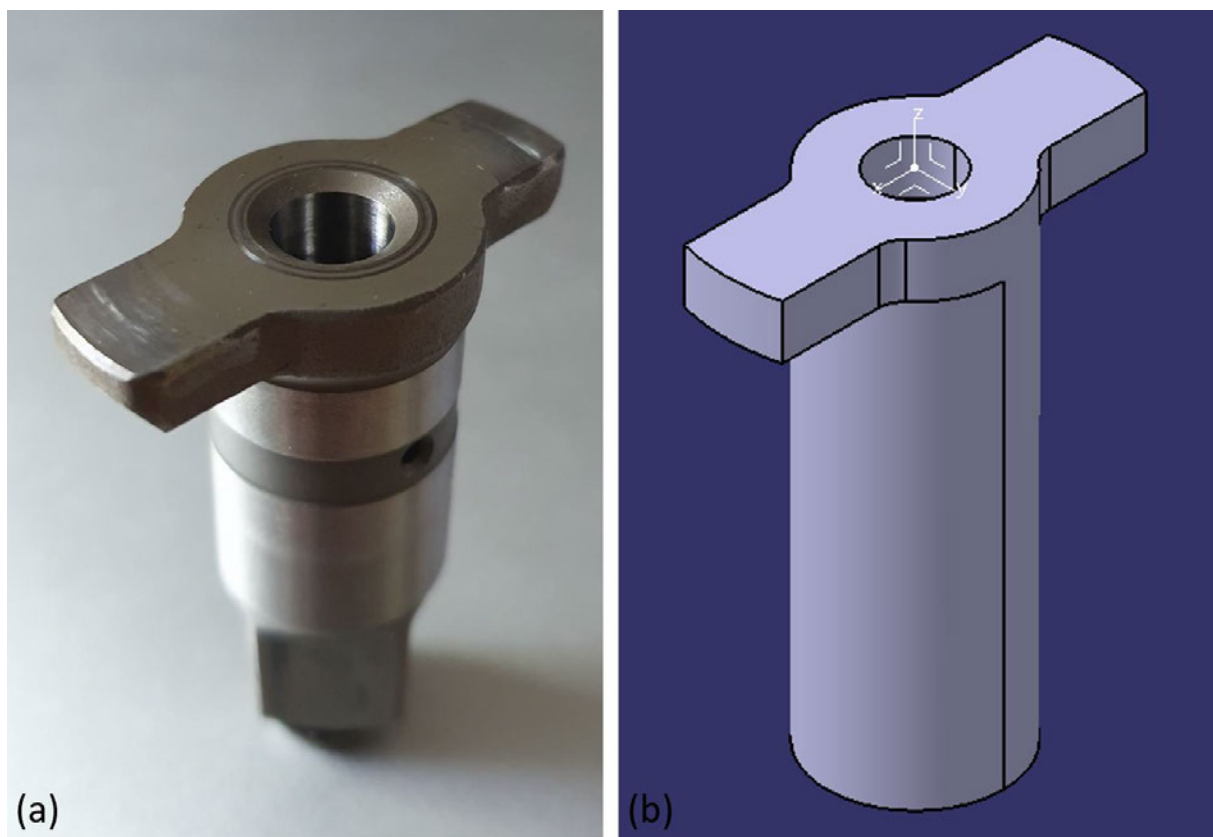


Abbildung 18: Amboss des realen Schlagschraubers (a) sowie der konstruierte Amboss (b)

Im nächsten Schritt wurde die Welle des Schlagschraubers konstruiert. Sie besteht aus zwei zylindrischen Körpern mit unterschiedlichen Radien und zwei Nuten. Die zylindrischen Körper wurden als Extrusion aus einer Skizze mit zwei Kreisen erstellt.

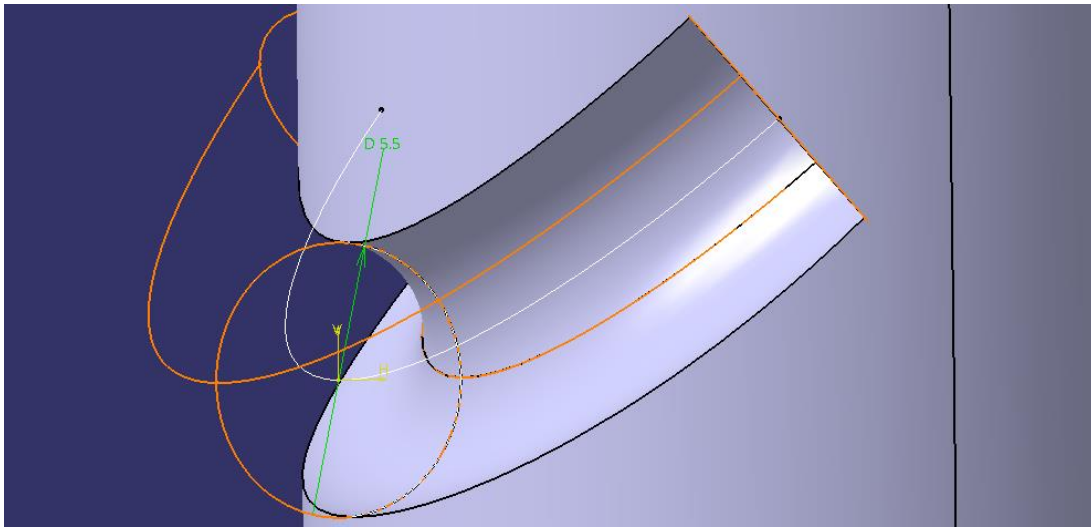


Abbildung 19: Erstellung der Nut an der Welle mithilfe eines Kreisprofils und einer Leitkurve

Um die in der Abbildung 19 dargestellte Nut zu konstruieren, wurde ein Kreisprofil skizziert, welches den geometrischen Maßen der Kugel entspricht und eine Leitkurve, die die äußeren Grenzen der Nut definiert. Die Leitkurve ist eine dreidimensionale kombinierte Kurve, die aus zwei Skizzen in zwei unterschiedlichen Ebenen aufgebaut wurde. Mithilfe der Leitkurve und dem Kreisprofil wird ein Abzugskörper erzeugt, welcher die Geometrie der Nut vorgibt. Die Nut wurde an der Symmetrieachse gespiegelt, sodass die Welle zwei Nuten besitzt. In der Abbildung 20 sind die Welle des realen Schlagschraubers sowie das 3D-Modell der Welle dargestellt.

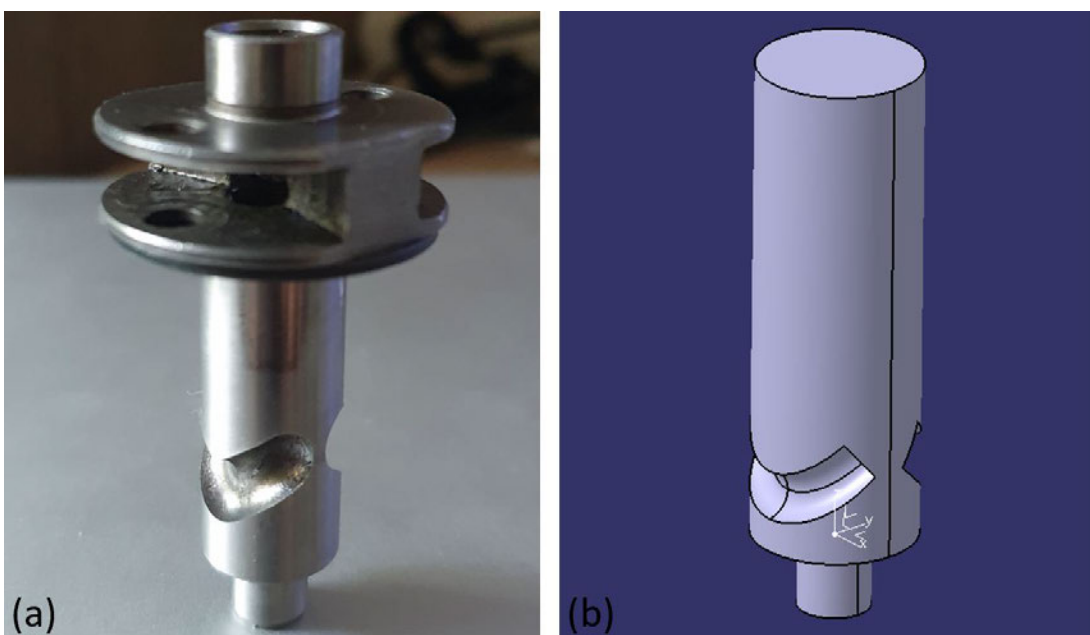


Abbildung 20: Welle des realen Schlagschraubers (a) sowie die konstruierte Welle (b)

Nachdem der Amboss und die Welle konstruiert wurden, wurde ein 3D-Modell vom Hammer des Schlagschraubers erstellt. Der Hammer besteht aus einem Hohlzylinder, an dessen Innenseiten zwei Nuten vorhanden sind und aus zwei prismatischen Körpern, die sich auf der Unterseite des Zylinders befinden und die Kontaktflächen für den Schlag besitzen. In der Abbildung 21 sind die 2D-Skizzen des Hohlzylinders und der prismatischen Körper dargestellt.

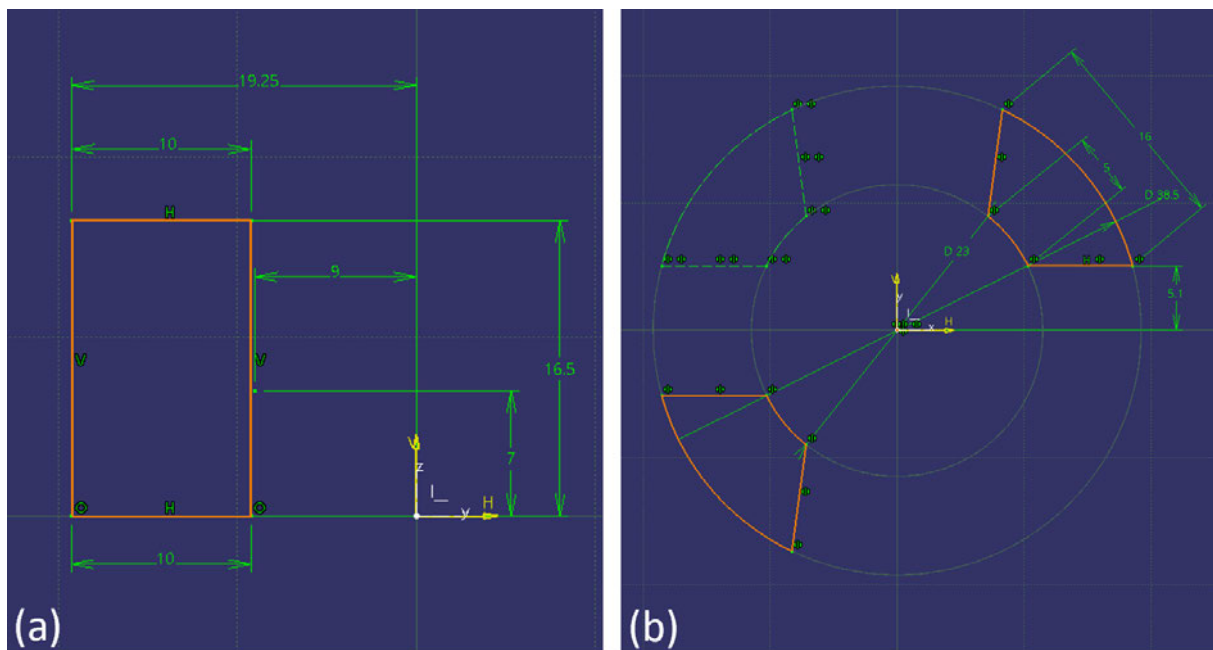


Abbildung 21: 2D-Skizzen des Hohlzylinders (a) und des extrudierten Körpers (b) vom Hammer

Der Hohlzylinder wurde aus einem Rechteckprofil in einer 2D-Skizze und dem Befehl für die Erstellung eines rotationssymmetrischen Körpers aufgebaut. Der Abstand des Rechteckprofils zur Rotationsachse entspricht dem Radius der Welle samt Spiel für den rotatorischen Bewegungsfreiraum zwischen den Bauteilen. Die prismatischen Körper sind extrudierte Körper, dessen Grundflächen in Abhängigkeit von der unteren Fläche des Hohlzylinders in einer 2D-Skizze entworfen wurden. Die Nut wurde analog zur Welle aus einem Kreisprofil und einer dreidimensionalen Leitkurve erstellt und an der Symmetrieachse gespiegelt. In der Abbildung 22 sind der reale Hammer des Schlagschraubers und der konstruierte Hammer als Vergleich zu sehen. Zwischen den Nuten des Hammers und der Welle befindet sich jeweils eine Kugel, die die Verbindung zwischen den Teilen herstellt. Die Kugel wurde über ihren Mittelpunkt definiert und über den Befehl „Sphere“ erzeugt. Anschließend wurde die Kugel gespiegelt.

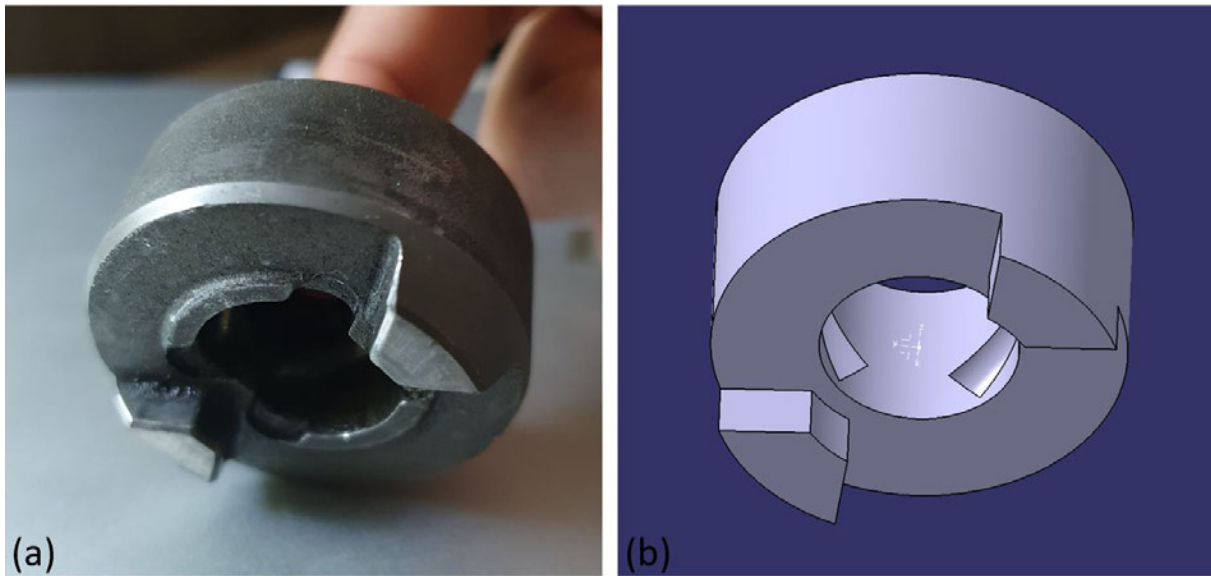


Abbildung 22: Hammer des realen Schlagschraubers (a) sowie der konstruierte Hammer (b)

Am Ende wurden die Einzelteile des Schlagschraubers in einem Assembly positioniert und zusammengefügt. In der Abbildung 23 sind das konstruierte 3D-Schlagschrauber-Modell sowie das Drahtmodell dargestellt.

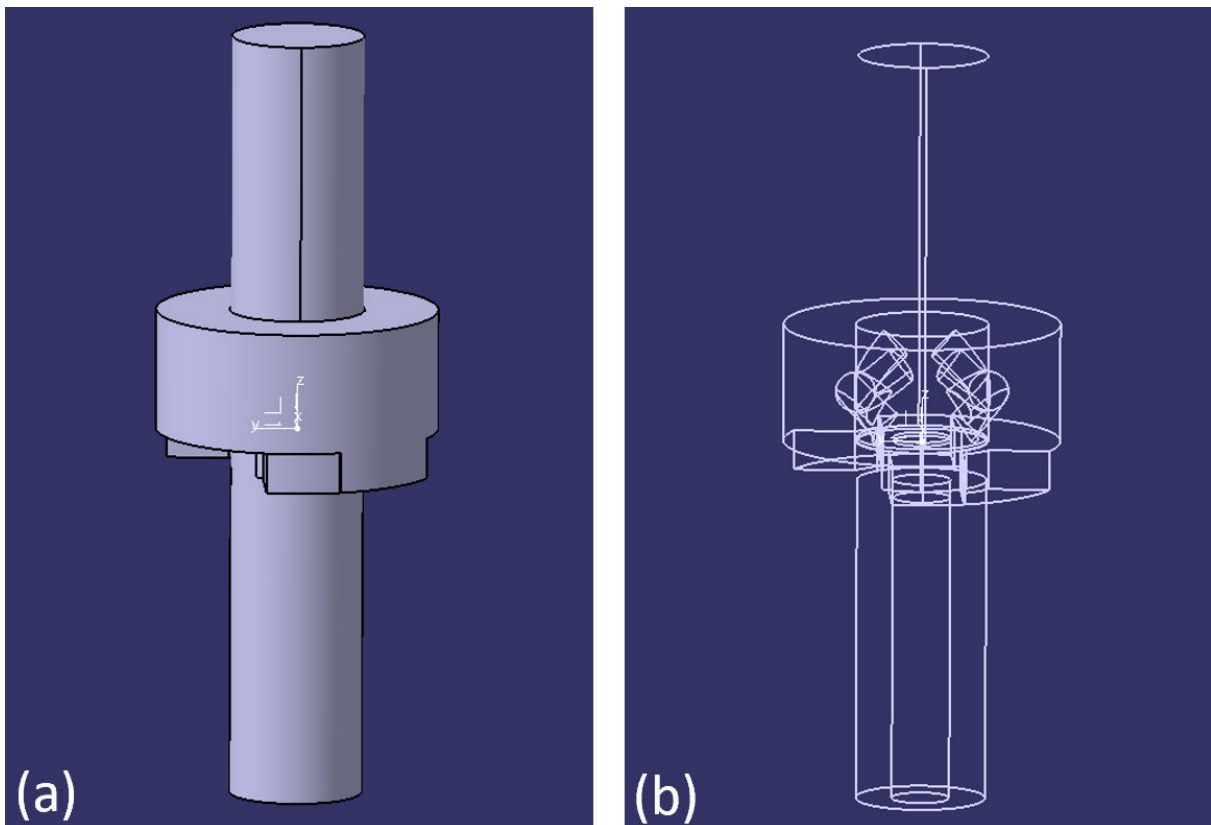


Abbildung 23: konstruiertes 3D-Schlagschrauber-Modell (a) und Drahtmodell (b)

3.2 Aufbau des FEM-Schlagschrauber-Modells

Nachdem das 3D-Modell des Schlagschraubers erstellt wurde, wurde ein FEM-Modell aufgebaut, um die Kinematik der Bauteile und den Einfluss des Schlages auf das Bewegungsverhalten vom Hammer und vom Amboss darzustellen. Das FEM-Schlagschrauber-Modell wurde mit der Software LS-DYNA erstellt. Dabei wurde zunächst die zuvor konstruierte Geometrie vernetzt.

Bei der Vernetzung ist die Wahl der Elementform und die Elementgröße von hoher Bedeutung. Diese wird insbesondere von der Komplexität der Geometrie und vom Ziel der Untersuchung beeinflusst und kann innerhalb eines Modells variieren. Da in dieser Arbeit mit dem FEM-Modell das Bewegungsverhalten des Schlagschraubers analysiert wird und keine Spannungen und Dehnungen untersucht werden, sind die Anforderungen an die Netzfeinheit geringer.

Der Amboss wurde mit Hexaeder-Volumenelementen vernetzt. Hexaeder-Elemente sind die empfohlene Standardelementform bei Volumenkörper, um eine stabile und effiziente Berechnung mit genauen Ergebnissen durchzuführen. In LS-DYNA wird für Hexaeder die voreingestellte Elementformulierung 1 verwendet. Sie beschreibt ein Element mit insgesamt 8 Knoten, welche nur translatorische Freiheitsgrade besitzen. Bei Hexaeder-Volumenelementen können Effekte, wie das „Volumetric Locking“ oder „Hourglassing“ auftreten, die das Ergebnis verfälschen. Um dies zu verhindern, wird empfohlen, die Elementformulierung -1 zu verwenden. Zudem ist für stark verformende Strukturen diese Elementformulierung besser geeignet. Sie bietet eine effizientere Berechnung bei Elementen mit großem maximalen Seitenverhältnis. Unter dem maximalen Seitenverhältnis wird das Verhältnis zwischen der längsten und kürzesten Kante eines Elementes verstanden. Aus diesem Grund wurde für den Amboss die Elementformulierung -1 verwendet. [Schmied 2022]

Die Kugeln wurden ebenfalls mit Hexaeder-Volumenelementen mit der Elementformulierung -1 vernetzt. Im äußeren Bereich der Kugel sind zudem Pentaeder-Elemente mit der Elementformulierung 15 als Übergangselemente vorhanden, um die Geometrie der Kugel mit der Vernetzung annähernd genau abzubilden. In der Abbildung 24 sind der vernetzte Amboss und die vernetzte Kugel dargestellt.

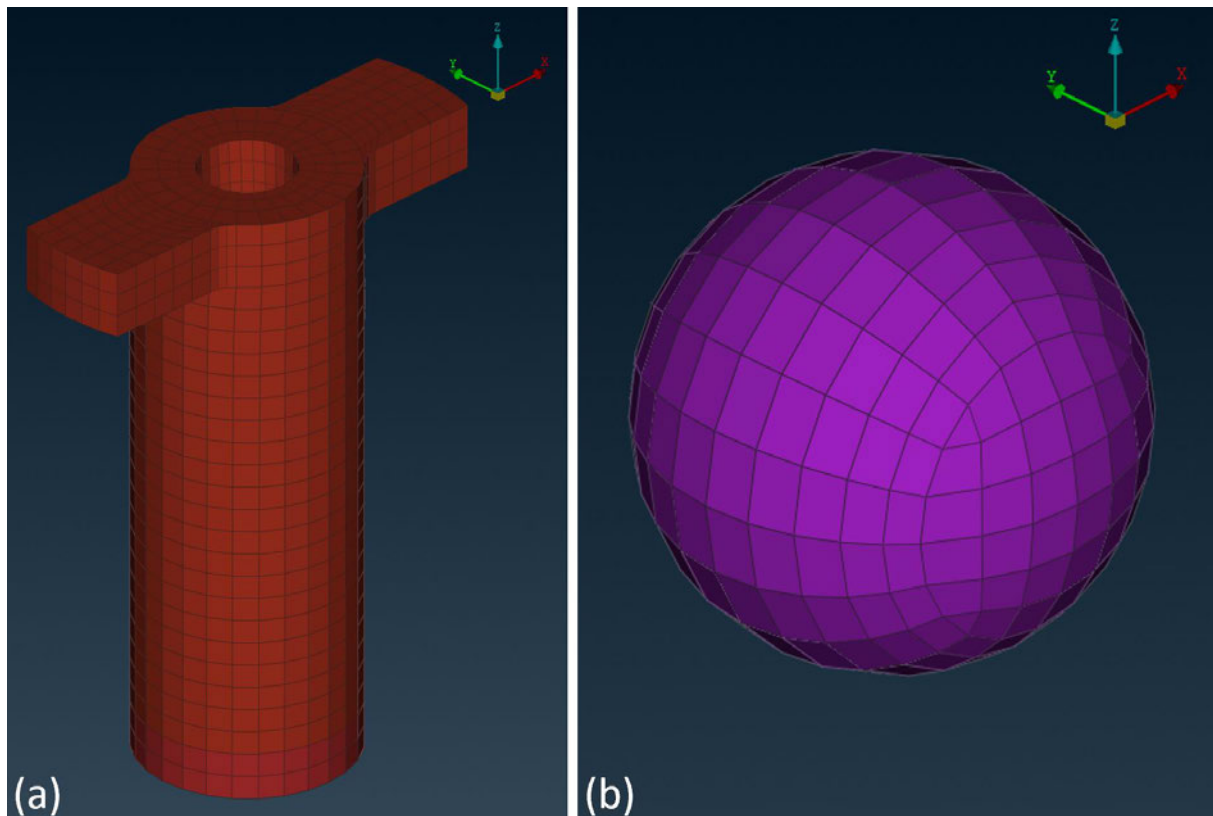


Abbildung 24: vernetzter Amboss (a) und vernetzte Kugel (b) mit Hexaeder- und Pentaeder-Elementen

Aufgrund der vorhandenen Nuten an der Welle und am Hammer sind Hexaeder-Elemente für die Vernetzung dieser Teile nur mit erhöhtem Aufwand möglich. Deshalb werden für die komplexe Geometrie Tetraeder-Volumenelemente verwendet. Mit Tetraeder-Elementen wird eine gute Annäherung an die Geometrie erreicht, ohne die Elementgröße stark reduzieren zu müssen. Im Allgemeinen reagieren Tetraeder-Elemente bei Schubverformung empfindlicher auf die Änderung der Netzfeinheit und neigen dazu, steifer zu sein als Hexaeder-Elemente. Bei der Untersuchung von Spannungen und Dehnungen muss dies berücksichtigt werden, da der Effekt zu Ungenauigkeiten in den Simulationsergebnissen führen kann. [Shin et al. 2011, S. 1]

Für die Tetraeder-Elemente bei der Welle und dem Hammer wurde in LS-DYNA die Elementformulierung 13 eingestellt. Sie definiert einen Tetraeder mit 4 Knotenpunkten, die, wie bei der Elementformulierung 1 und -1, nur translatorische Freiheitsgrade haben. Die Netze wurden an der Symmetrieachse der einzelnen Teile gespiegelt, sodass ein symmetrisches Netz für das gesamte Modell entsteht. In der Abbildung 25 sind die vernetzte Welle und der vernetzte Hammer zu erkennen. [Schmied 2022]

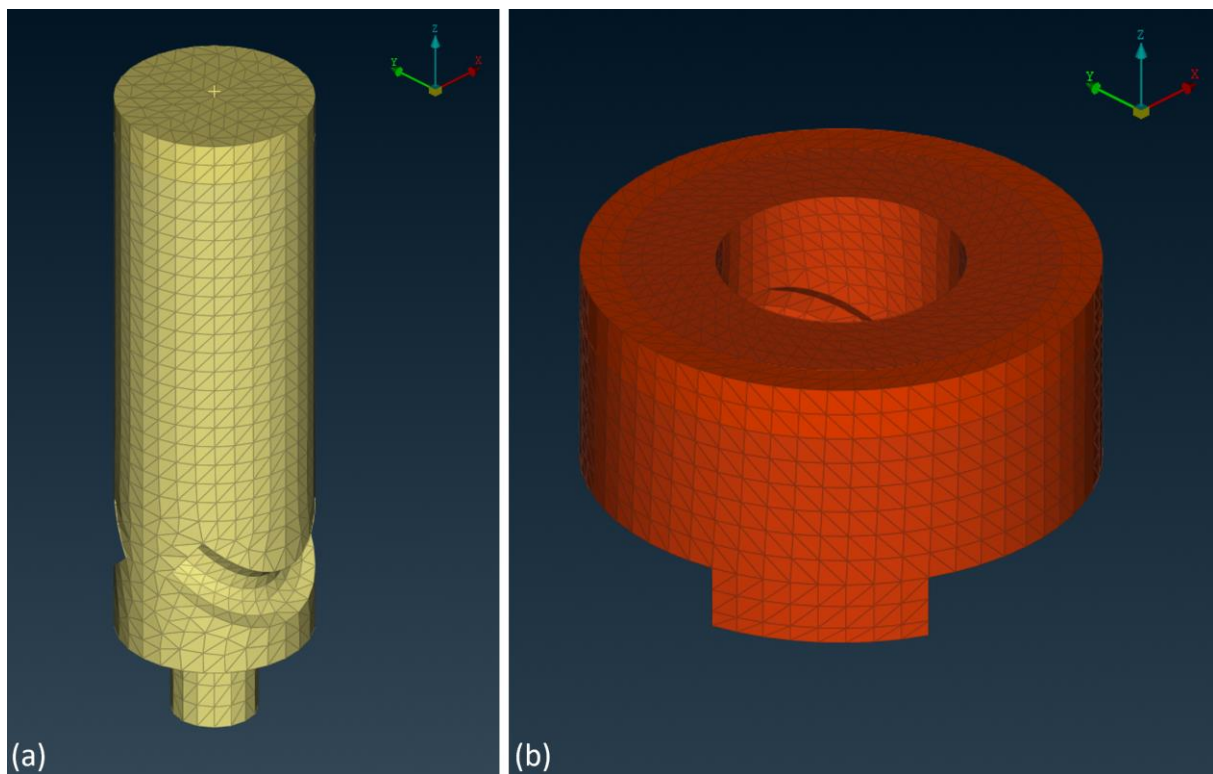
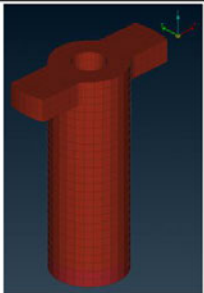
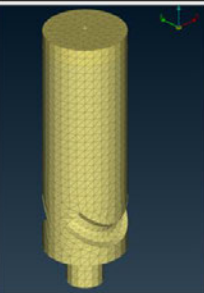
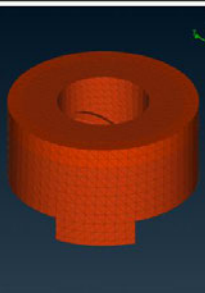


Abbildung 25: vernetzte Welle (a) und vernetzter Hammer (b) mit Tetraeder-Elementen

In der Tabelle 1 sind die vernetzten Einzelteile des Schlagschraubers mit ihrem Elementtyp, ihrer Elementformulierung und dessen Freiheitsgrade sowie der Anzahl der Elemente und Knoten zusammengefasst.

Tabelle 1: Übersicht der vernetzten Einzelteile des Schlagschraubers

	Amboss	Kugeln		Welle	Hammer
					
Elementtyp	Hexaeder	Hexaeder	Pentaeder	Tetraeder	Tetraeder
Elementformulierung	-1	-1	15	13	13
Freiheitsgrade	24	24	18	12	12
Anzahl der Elemente	2472	640	80	13636	15777
Anzahl der Knoten	3472	990		2941	3617

Nach der Vernetzung wurden die Materialien und die Randbedingungen für das Simulationsmodell eingebaut. LS-DYNA bietet eine Reihe von Material-Modellen mit unterschiedlichen Eigenschaften an, um das reale Materialverhalten abzubilden. In diesem Modell wurde der Materialtyp MAT24 für die Welle, den Hammer, die Kugeln und den Amboss verwendet. Mit MAT24 kann ein bilineares Material-Modell erstellt werden, bei dem neben der elastischen Verformung die plastische Verfestigung des Materials nach Überschreitung der Streckgrenze mithilfe des Tangentenmoduls beschrieben wird. Für die Dichte, den Elastizitätsmodul und die Querkontraktionszahl wurden die Eigenschaften von Stahl angegeben. [Helbig & Koch 2020, S.13]

Für den Antrieb der Welle wurde eine `BOUNDARY_PRESCRIBED_MOTION` verwendet. Dabei wurde zunächst den oberen Elementen der Welle ein starres Material vom Materialtyp MAT20 zugeordnet und alle Bewegungen bis auf die Rotation um die Drehachse gesperrt. Für die Rotation der Welle wurde ein Geschwindigkeitsprofil vorgegeben, welches den Geschwindigkeitsverlauf über die Zeit beschreibt, wie es in der Abbildung 26 zu sehen ist. Die maximale Wellengeschwindigkeit wird nach 0.001 s erreicht und verläuft ab diesem Zeitpunkt konstant. Für die maximale Wellengeschwindigkeit wurde sich an den technischen Daten des realen Makita-Schlagschraubers orientiert.

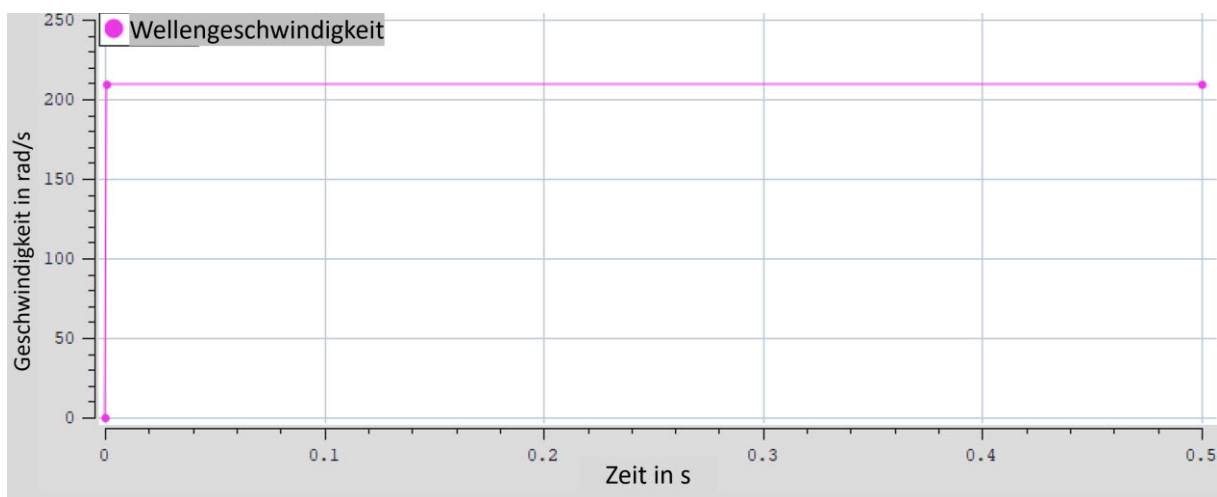


Abbildung 26: vorgegebener Wellengeschwindigkeitsverlauf über die Zeit

Als nächstes wurde die Feder definiert, die sich zwischen der Welle und dem Hammer befindet. Um die axiale Feder einzubauen, wurden den äußeren Elementen im oberen Bereich des Hammers ein starres Material zugeordnet, welches eine Rotation um die Drehachse und eine axiale Translation zulässt. Die starren Elemente wurden an einen Knoten gekoppelt, der sich im Zentrum des Hammers befindet. Ein weiterer Knoten wurde im Zentrum der oberen Fläche der Welle definiert, an den die starren Elemente der Welle gekoppelt wurden. Die beiden Knoten bilden die Verbindungspunkte der Feder mit der Elementformulierung 6. In der Abbildung 27 sind die Ankopplung der starren Elemente an die Verbindungspunkte sowie die axiale Feder zu sehen.

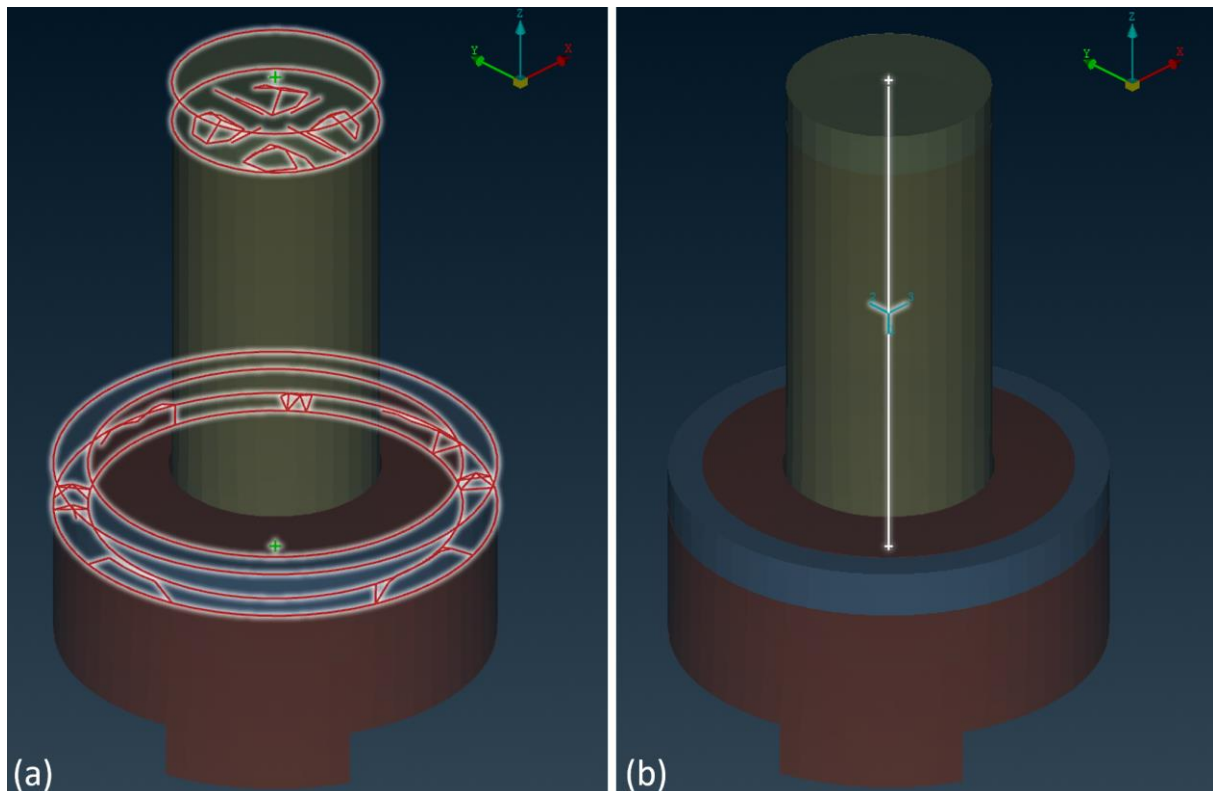


Abbildung 27: Ankopplung der starren Elemente an die Verbindungspunkte (a) und axiale Feder (b)

Die Feder erhält den Materialtyp MAT66, welcher eine linear elastische Feder mit bis zu 6 Freiheitsgraden beschreibt. In dem Material-Modell wurden die Eigenschaften der Feder in axiale Richtung definiert. Um die Federsteifigkeit zu bestimmen, wurde die Feder des Makita-Schlagschraubers mithilfe einer Feder-Prüfmaschine untersucht. Anhand des in der Abbildung 28 dargestellten Kraft-Weg-Diagramms der Feder wurde die Federsteifigkeit ermittelt. Die Vorspannkraft der Feder wurde mithilfe der Federsteifigkeit und über die Stauchung der Feder im eingebauten Zustand berechnet.

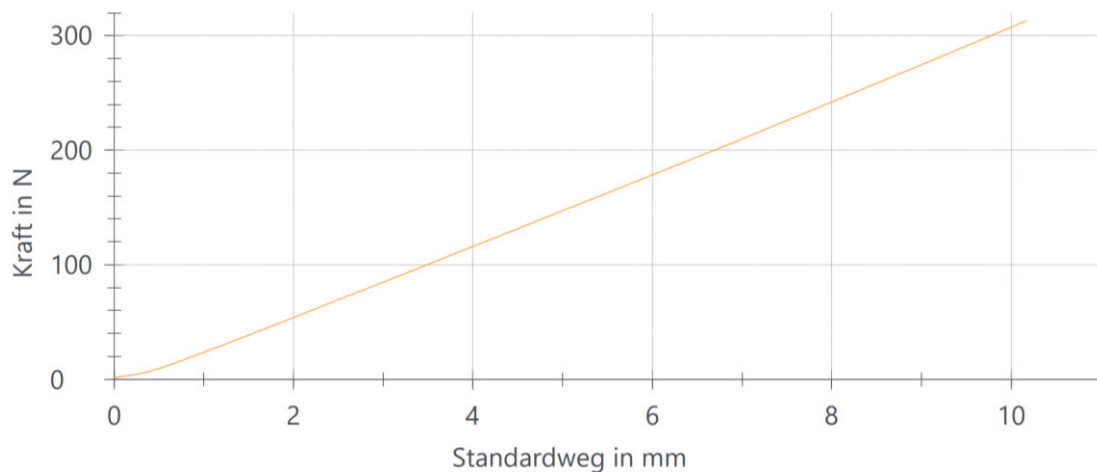


Abbildung 28: Kraft-Weg-Diagramm der Feder des Makita-Schlagschraubers

Als Widerstand am Amboss wurde ein konstantes Moment eingebaut, welches in die entgegengesetzte Richtung der Wellen- und Hammerrotation wirkt. Für das Aufbringen des Momentes wurden dem unteren Bereich vom Amboss starre Elemente zugewiesen, die eine reine Drehung um die Rotationsachse zulassen. Damit der Amboss nach dem Schlag nicht zu weit in die negative Richtung aufgrund des wirkenden Momentes rotiert, wird ein starrer Körper eingebaut. Der starre Körper befindet sich hinter der Ausgangsposition vom Amboss und hat nur zu diesem Bauteil einen Kontakt, sodass der Hammer nicht beeinflusst wird. In der Abbildung 29 sind das konstant wirkende Moment und der starre Körper am Amboss zu erkennen.

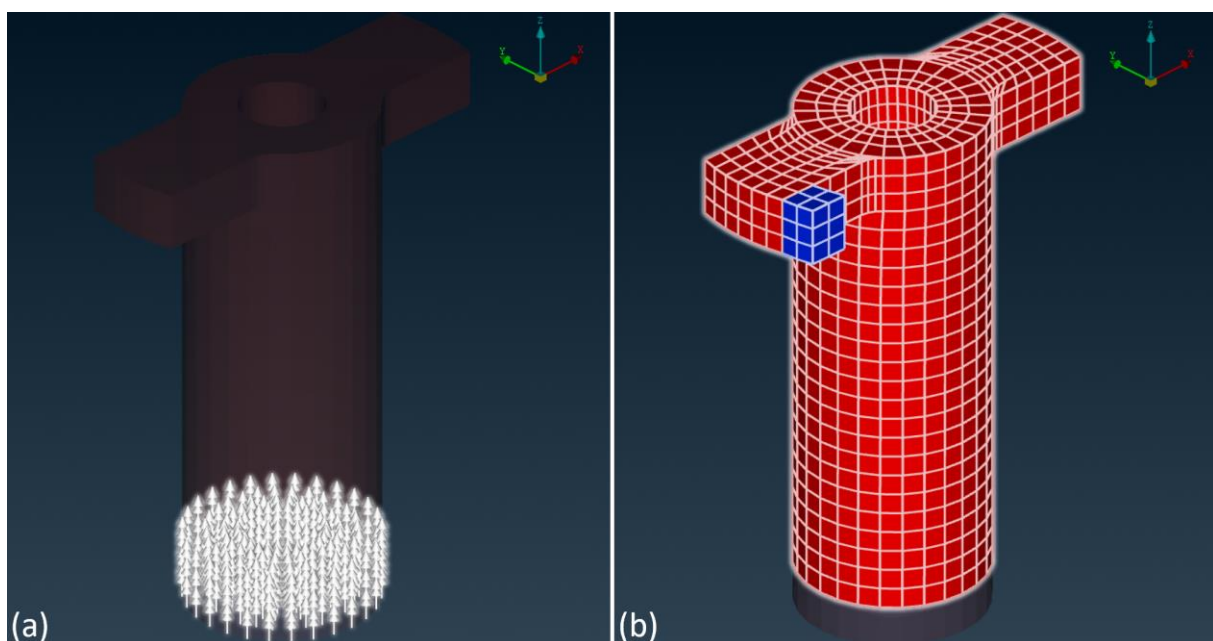


Abbildung 29: konstant wirkendes Moment (a) und starrer Körper (b) am Amboss

Um einen Kontakt zwischen den Einzelteilen herzustellen, wurde der in LS-DYNA empfohlene Standardkontakttyp `AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE` eingestellt. Dabei werden die sogenannten Master- und Slave-Kontaktpartner definiert, indem die Identifikationsnummern der Einzelteile (Part IDs) angegeben werden. Findet eine Durchdringung an den Kontaktflächen statt, wird eine Kontaktkraft erzeugt, die proportional zur Eindringtiefe ist. Da sowohl die Master-Knoten als auch Slave-Knoten auf Durchdringung geprüft werden, kann die Zuteilung der Einzelteile als Master oder Slave beliebig erfolgen. In der Abbildung 30 ist das FEM-Modell des Schlagschraubers und das durchsichtige FEM-Modell dargestellt. [LS-DYNA]

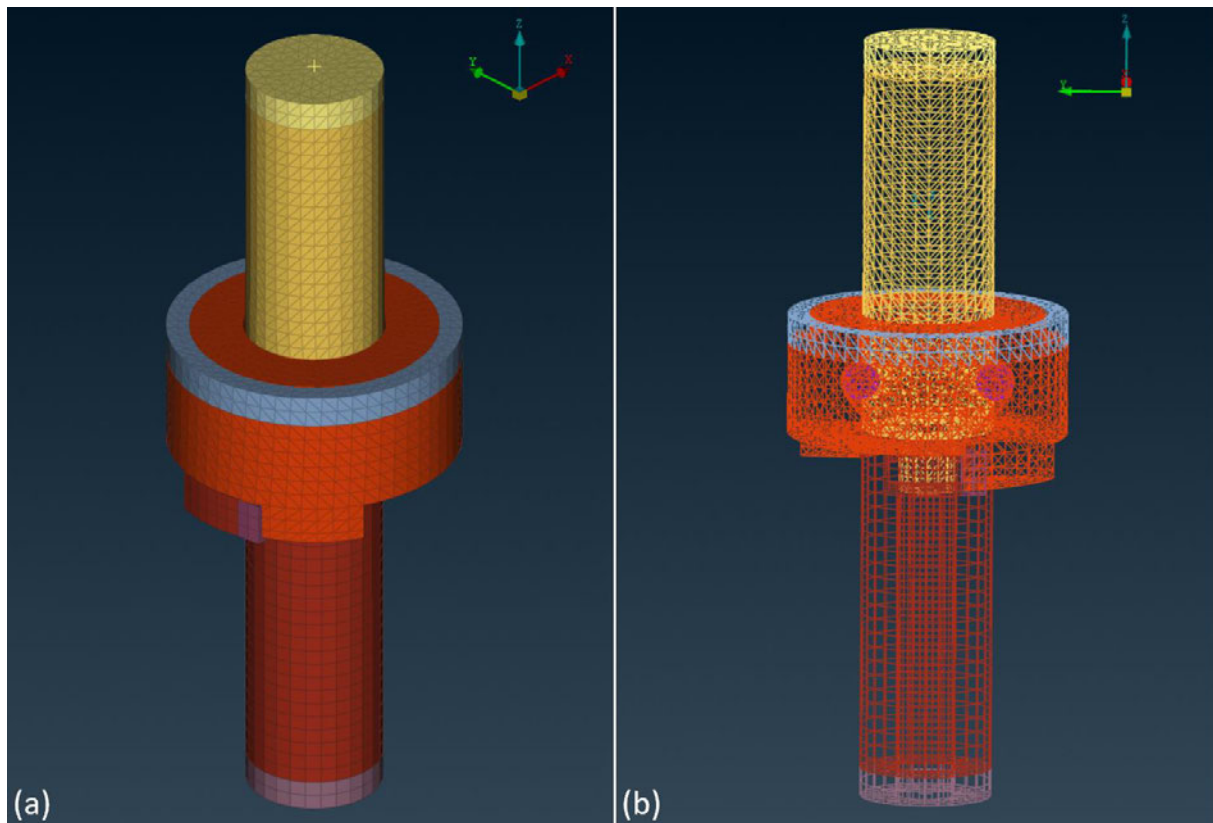


Abbildung 30: FEM-Modell des Schlagschraubers (a) und durchsichtiges FEM-Modell (b)

3.3 Aufbau des Simulink-Schlagschrauber-Modells

Nachdem ein FEM-Modell des Schlagschraubers erstellt wurde, wurde ein Simulink-Schlagschrauber-Modell aufgebaut mit dem Ziel, ein leicht anpassbares Modell für die Parameterstudie zu erhalten. MATLAB ist eine Software für numerische Mathematik, welche in ein Basismodul und zahlreiche Erweiterungspakete für unterschiedliche Anwendungsbereiche unterteilt ist. Simulink ist ein Erweiterungspaket von MATLAB zur grafisch orientierten Modellierung von dynamischen Systemen mithilfe von Signalflussgraphen. Bei der Simulation mit Simulink werden gegenüber der Simulation mit einem FEM-Programm kürzere Rechenzeiten benötigt, was insbesondere bei Parameterstudien mit vielen Simulationsdurchläufen einen großen Vorteil bietet. [Pietruszka & Glöckler 2021, S. 189]

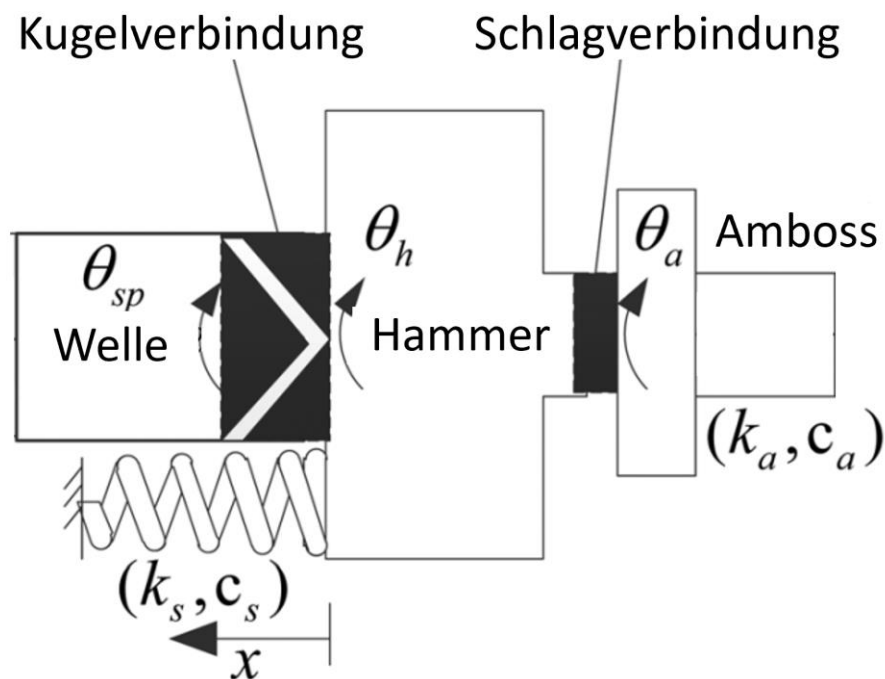


Abbildung 31: Modellstruktur des Schlagschraubers [in Anlehnung an Zhang & Tang 2016]

In der Abbildung 31 ist die Modellstruktur des untersuchten Schlagschraubers mit den Freiheitsgraden der Einzelteile zu erkennen. Während die Welle und der Amboss eine reine Drehbewegung durchführen, bewegt sich der Hammer sowohl rotatorisch als auch translatorisch. Somit sind insgesamt 4 Freiheitsgrade im System vorhanden. Die Welle und der Hammer sind über die Kugeln miteinander verbunden und zwischen dem Hammer und dem Amboss liegt eine Schlagverbindung vor.

Zur Analyse des Schlagschraubers in Simulink wurden Differentialgleichungen für die Bewegung der Welle, des Hammers, und des Ambosses aufgestellt. Dabei wurde sich an der Vorgehensweise von Zhang & Tang 2016 orientiert [Zhang & Tang 2016]. Analog zur allgemeinen Bewegungsgleichung für Translationen (1) wurden die Differentialgleichungen für die Rotationen in diesem Simulink-Modell wie folgt formuliert.

$$I\ddot{\theta}(t) + c\dot{\theta}(t) + k\theta(t) = M_{ext}(t) \quad (4)$$

In der Gleichung (4) entspricht I dem Massenträgheitsmoment des Einzelteils, während c und k die Dämpfungs- und Steifigkeitskonstante definieren. $\ddot{\theta}$, $\dot{\theta}$ und θ beschreiben die Winkelbeschleunigung, die Winkelgeschwindigkeit und die Winkelverschiebung. M_{ext} ist die Summe der äußeren Momente, die auf das Einzelteil wirken.

Die Rotation der Welle hängt in der Realität u.a. von der Motorleistung, dem Getriebe sowie den äußeren Momenten ab. Um eine Vergleichbarkeit zum FEM-Modell des Schlagschraubers herstellen zu können, wurde im Simulink-Modell die Wellengeschwindigkeit mit dem gleichen Geschwindigkeits-Zeit-Verlauf des FEM-Modells aus der Abbildung 26 vorgegeben. Demzufolge wird die Bewegung der Welle in diesem Modell von den oben genannten Faktoren nicht beeinflusst.

Da der Hammer sowohl eine Rotation als auch eine Translation durchführt, wurden zwei Bewegungsgleichungen zur Beschreibung der Hammerbewegung aufgestellt. Die rotatorische Bewegung wurde mit der folgenden Gleichung beschrieben:

$$I_h\ddot{\theta}_h + c_h\dot{\theta}_h + k_h\theta_h = T_{imp,sp-h} - T_{imp,h-a} - T_f \quad (5)$$

Das Massenträgheitsmoment des Hammers I_h in der Gleichung (5) wurde aus dem FEM-Modell entnommen. Das $T_{imp,sp-h}$ definiert das Moment, welches von der Welle über die Kugeln auf den Hammer übertragen wird. Das Moment wird durch die Kraft erzeugt, die aufgrund von Durchdringungen an der Kugel in der Nut zwischen der Welle und dem Hammer entsteht, wie es in der Abbildung 32 zu sehen ist. Die Durchdringungskraft wird von der Nutgeometrie und der Position der Welle und des Hammers beeinflusst.

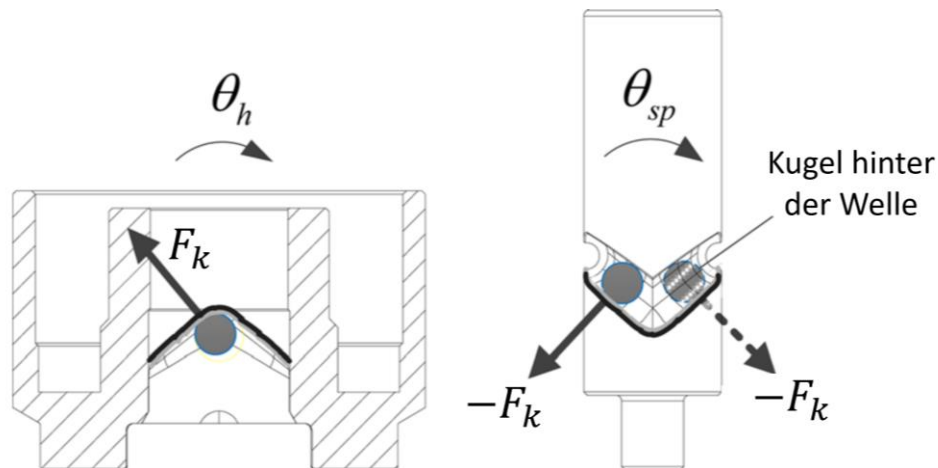


Abbildung 32: Durchdringungskraft an der Kugel F_k in der Nut [in Anlehnung an Zhang & Tang 2016]

Die Durchdringungskraft wurde über das Hunt-Crossley Kontakt-Modell beschrieben, welches die Durchdringungstiefe und -geschwindigkeit berücksichtigt [Haddadi 2008, S. 982]. Die Gleichung für die Durchdringungskraft an der Kugel F_k wurde wie folgt definiert:

$$F_k(t) = k_k \delta_k(t) + \lambda_k \delta_k(t) \dot{\delta}_k(t) \quad (6)$$

In der Gleichung (6) beschreibt δ_k die Durchdringung an der Kugel, während k_k und λ_k die Kontaktsteifigkeitskonstante und Dämpfungskonstante definiert. Für die Berechnung von δ_k wurde die Nutgeometrie mathematisch beschrieben. In der Abbildung 33 ist eine schematische Darstellung für die Berechnung von δ_k zu sehen.

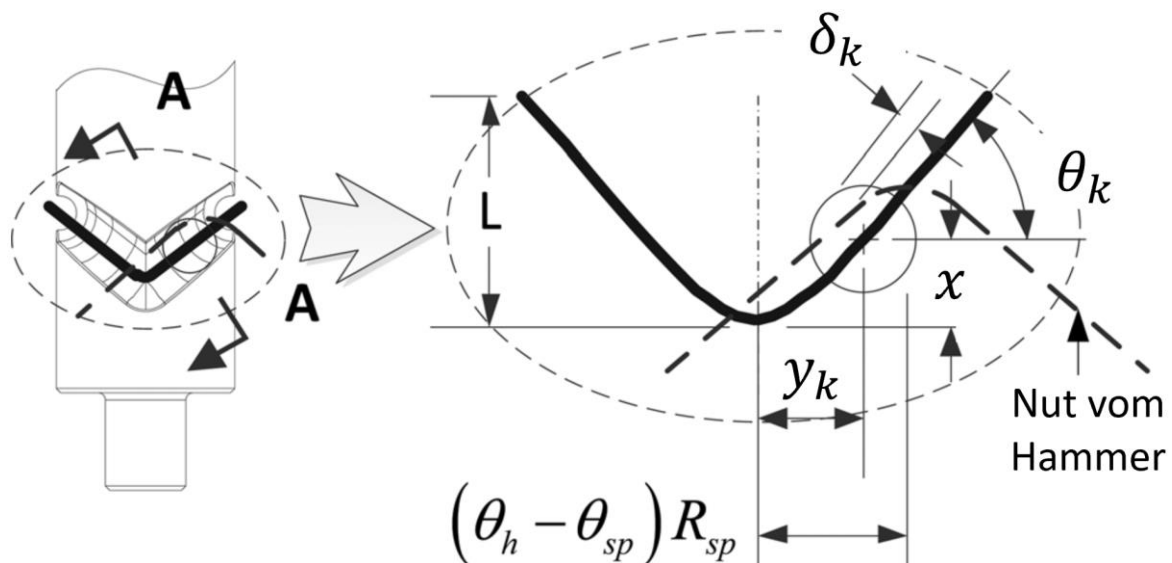


Abbildung 33: schematische Darstellung der Berechnung von δ_k [in Anlehnung an Zhang & Tang 2016]

Die Vorspannkraft der Feder führt dazu, dass der Hammer von der Kugel translatorisch geführt wird. Somit entspricht die axiale Position der Kugel in der Nut der axialen Position des Hammers, die durch die Koordinate x definiert ist, wie es in der Modellstruktur in der Abbildung 31 zu sehen ist. Demzufolge wurde eine Funktion aufgestellt, in der die Abzisse der Kugel y_k in Abhängigkeit von der Ordinate x beschrieben wird.

Um die Funktion aufzustellen, wurden im FEM-Modell die Koordinaten der Punkte gemessen, die sich zwischen der oberen und unteren Grenze der Nut befinden und auf eine 2D-Fläche projiziert. In der Abbildung 34 sind die gemessenen Koordinaten der Mittelpunkte der Nut sowie ihre Abstände in mm dargestellt.

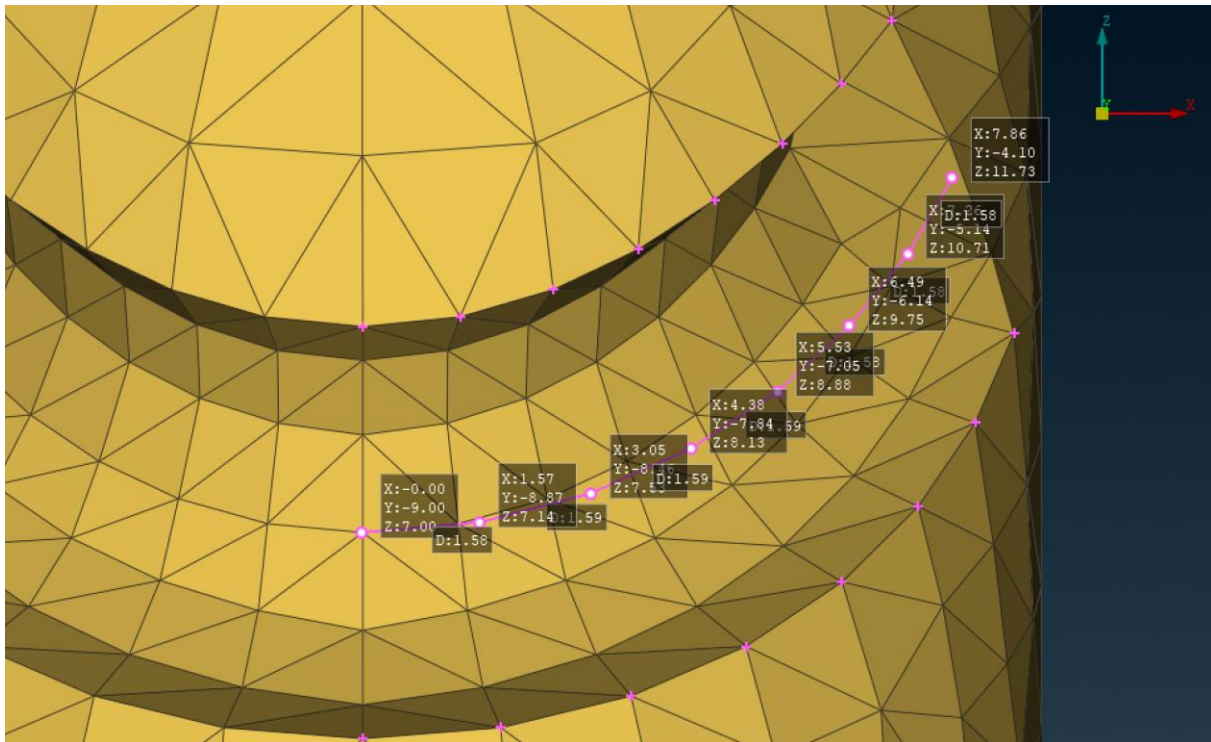


Abbildung 34: gemessene Koordinaten der Mittelpunkte der Nut und ihre Abstände in mm

Anhand der gemessenen Punkte wurde mithilfe einer Regressionsanalyse eine mathematische Funktion formuliert, die die radiale Position der Kugel gemäß der konstruierten Nutgeometrie mit annähernder Genauigkeit darstellt und wie folgt aussieht:

$$y_k = \sqrt{0,019878 * x} \quad (7)$$

Die Wurzelfunktion (7) ist grafisch in der Abbildung 35 zu sehen, in der die radiale Position der Kugel y_k in Abhängigkeit von der axialen Position x dargestellt ist. Es ist optisch zu erkennen, dass mit der aufgestellten Funktion die Koordinatenpunkte der Nutgeometrie gut getroffen werden. Nach der Transformation wird ein R-Quadrat von 0.9996 erreicht, was beschreibt, wie dicht die Datenpunkte an der Regressionskurve liegen. Demzufolge wurde diese Funktion für die Beschreibung der Kugelposition verwendet.

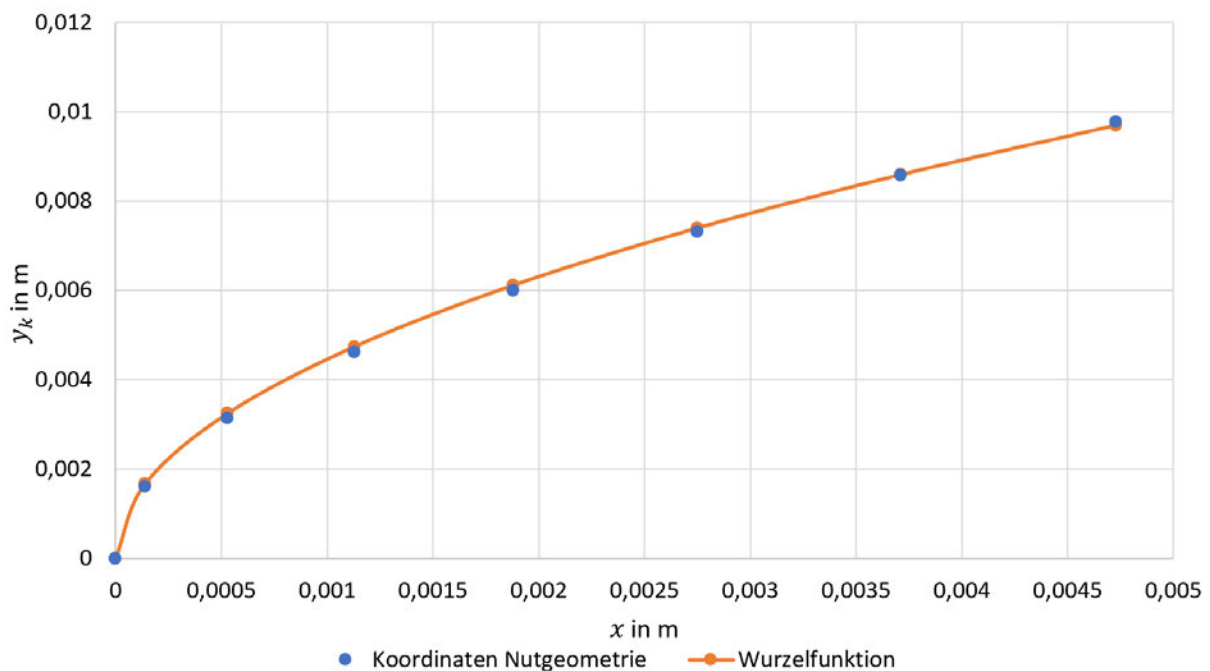


Abbildung 35: grafische Darstellung der Funktion zur Beschreibung der Kugelposition in der Nut

Der Winkel θ_k , der in der Abbildung 33 zu sehen ist und den Winkel zwischen der Nut und der horizontalen Ebene je nach radialer Position der Kugel y_k beschreibt, wurde über die Ableitung der Funktion (7) und dem resultierenden Steigungswinkel ermittelt. Die Durchdringung δ_k ist als Differenz zwischen der Hammerposition und der idealen Position der Kugel zu verstehen. Mit dem Radius der Welle R_{sp} und der Höhe der Nut L ergibt sich die Durchdringung zu δ_k zu:

$$\delta_k = \begin{cases} (|\theta_h - \theta_{sp}| R_{sp} - y_k) \sin(\theta_k) & \theta_h \neq \theta_{sp} \text{ und } |\theta_h - \theta_{sp}| R_{sp} > y_k \text{ und } x < L \\ x - L & x > L \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (8)$$

Die Berechnung von δ_k (8) enthält 3 Gleichungen, die an Bedingungen geknüpft sind. Die erste Gleichung für die Berechnung von δ_k mit $(|\theta_h - \theta_{sp}| R_{sp} - y_k) \sin(\theta_k)$ ist schematisch in der Abbildung 36 mithilfe eines Dreiecks dargestellt. Diese Gleichung hat die Bedingung, dass die Winkelverschiebung von der Welle θ_{sp} und dem Hammer θ_h nicht gleich sein dürfen, da in dem Moment die Kugel ideal in der Nut liegt und folglich keine Durchdringung auftritt. Eine weitere Bedingung ist, dass die relative radiale Verschiebung der beiden Teile $|\theta_h - \theta_{sp}| R_{sp}$ größer sein muss als die radiale Position der Kugel y_k , da die Durchdringung sonst negativ wird. Zudem muss die axiale Position der Kugel x kleiner sein als die Höhe der Nut L damit die erste Gleichung gilt. Ist die axiale Position der Kugel x größer als die Höhe der Nut L , gilt die zweite Gleichung und die Durchdringung δ_k entspricht der Differenz der beiden Werte.

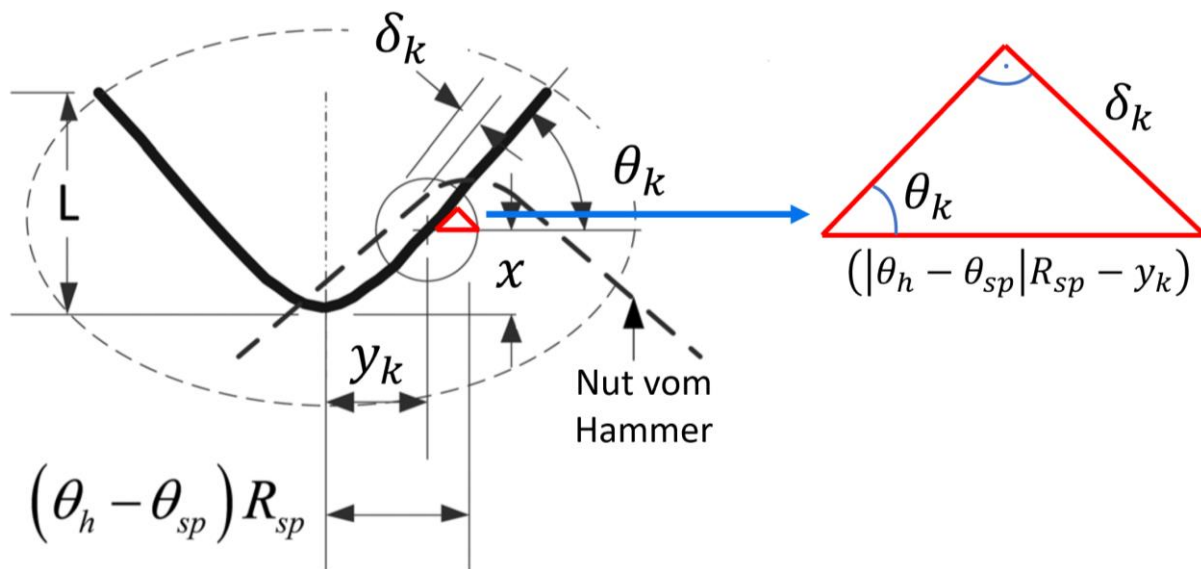


Abbildung 36: schematische Darstellung der ersten Gleichung zur Berechnung von δ_k [in Anlehnung an Zhang & Tang 2016]

Durch das Einsetzen der Gleichung (8) in (6) kann die Durchdringungskraft F_k berechnet werden. Die Kraft F_k hat eine Komponente in die axiale Richtung x und in die radiale Richtung y_k . Das Moment $T_{imp,sp-h}$ wird über die Komponente der Kraft in radiale Richtung erzeugt, die mit dem Sinus vom Winkel θ_k berechnet wird. Dementsprechend wurde mit dem Radius der Welle R_{sp} folgende Gleichung zur Berechnung von $T_{imp,sp-h}$ aufgestellt:

$$T_{imp,sp-h} = F_k \sin(\theta_k) R_{sp} \quad (9)$$

Das Moment $T_{imp,h-a}$ ist das Moment, welches durch den Schlag vom Hammer auf den Amboss entsteht und T_f wird durch die Reibung zwischen Hammer und Amboss erzeugt. Die Berechnung der beiden Größen wird im weiteren Verlauf des Kapitels erklärt. Mit dem Einsetzen von (9) in (5) kann die rotatorische Hammerbewegung dargestellt werden. Um die Bewegungsgleichung (5) in Simulink abzubilden, wurde diese zunächst nach der Winkelbeschleunigung $\ddot{\theta}_h$ umgestellt:

$$\ddot{\theta}_h = \frac{1}{I_h} (T_{imp,sp-h} - T_{imp,h-a} - T_f - c_h \dot{\theta}_h - k_h \theta_h) \quad (10)$$

Im nächsten Schritt wurde eine zweifache Integration von $\ddot{\theta}_h$ mithilfe von zwei Integrator-Blöcken durchgeführt, um die Winkelverschiebung θ_h zu erhalten. Daraufhin wurde die rechte Seite der umgeformten Gleichung (10) modelliert. Dabei wurden Gain-, und Add- bzw. Subtract-Blöcke verwendet, um Multiplikationen und Additionen bzw. Subtraktionen der Terme darzustellen. Abschließend wurde das Ausgangssignal der rechten Gleichungsseite an das Eingangssignal der Winkelbeschleunigung $\ddot{\theta}_h$ gekoppelt, um die Gleichung vollständig zu definieren. Bei der Berechnung von δ_k (8) zur Ermittlung von $T_{imp,sp-h}$ (9) wurden if-else Bedingungen in einer MATLAB Function eingebaut. In der Abbildung 37 ist der Signalfussgraph der Differentialgleichung zur Beschreibung der rotatorischen Hammerbewegung in Simulink dargestellt.

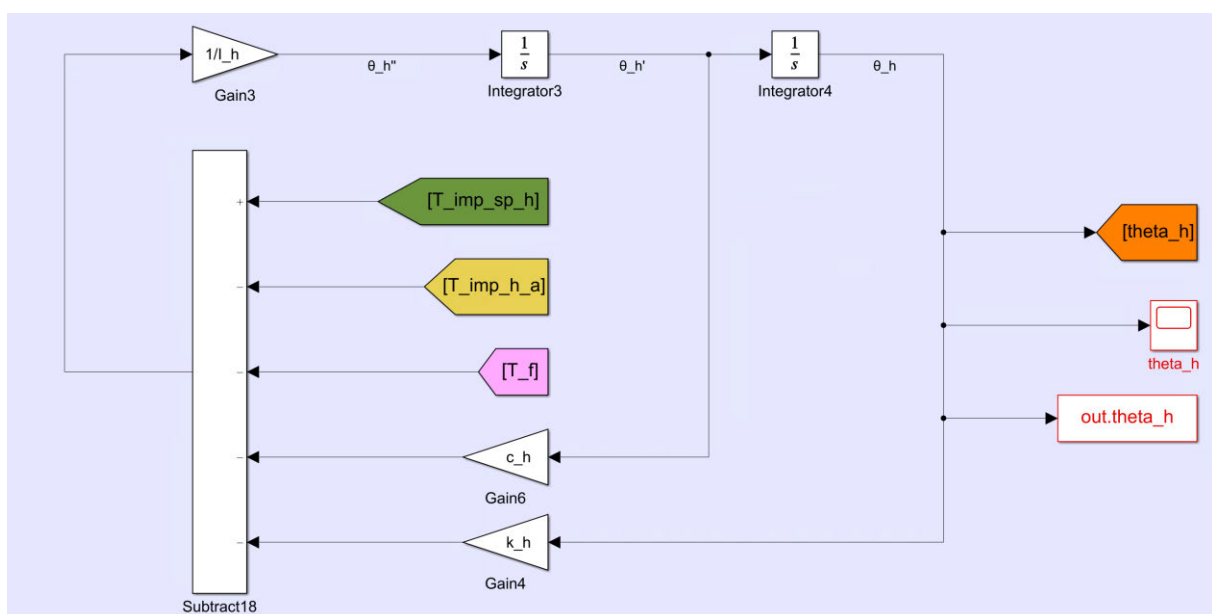


Abbildung 37: Signalfussgraph der Bewegungsgleichung für die Hammerrotation in Simulink

Die translatorische Hammerbewegung wurde mit der folgenden Gleichung beschrieben:

$$m_h \ddot{x} + c_s \dot{x} + k_s x = F_{ka} + F_{imp} - F_{pre} - f \quad (11)$$

In der Gleichung (11) definiert m_h die Masse des Hammers, c_s und k_s die Dämpfung und Steifigkeit der Feder sowie $\ddot{x}$, $\dot{x}$ und x die translatorische Beschleunigung, Geschwindigkeit und Verschiebung des Hammers. Die Kraft F_{ka} entspricht der axialen Komponenten der Durchdringungskraft an der Kugel F_k und wird mit dem Cosinus vom Winkel θ_k wie folgt berechnet:

$$F_{ka} = F_k \cos(\theta_k) \quad (12)$$

Die Kraft F_{pre} beschreibt die Vorspannkraft der Feder. Wie in Kapitel 3.2 erklärt, wurde die Vorspannkraft F_{pre} und die Federsteifigkeit c_s über die reale Feder des Makita-Schlagschraubers ermittelt. F_{imp} ist die axiale Kraft, die beim Kontakt zwischen dem Hammer und dem Amboss entsteht. Beim axialen Kontakt werden zwei mögliche Zustände unterschieden, die in der Abbildung 38 dargestellt sind. Im ersten Zustand findet ein Kontakt zwischen den Armen des Ambosses und dem Körper des Hammers statt, während im zweiten Zustand die Arme des Ambosses mit den Armen des Hammers in Kontakt kommen.

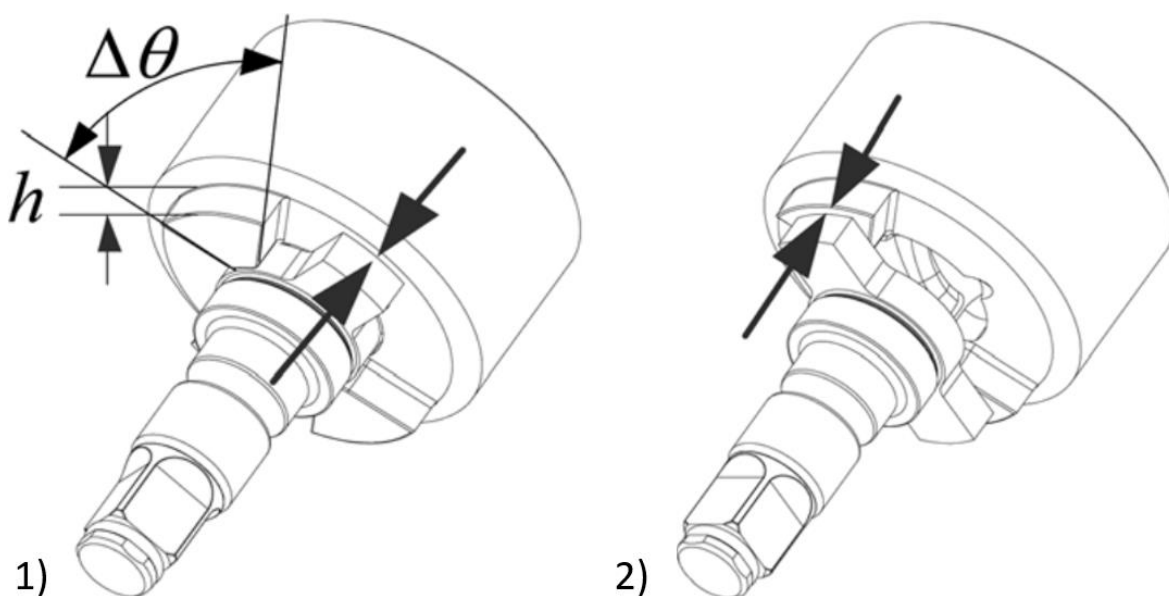


Abbildung 38: axiale Kontaktzustände von Hammer und Amboss: 1) Arme Amboss und Körper Hammer, 2) Arme Amboss und Arme Hammer [in Anlehnung an Zhang & Tang 2016]

Für die Berechnung von F_{imp} wurde, wie bei der Berechnung der Durchdringungskraft F_k , das Hunt-Crossley Kontakt-Modell verwendet. Die axiale Durchdringung wird hier über die translatorische Bewegung des Hammers bestimmt, die durch die Koordinate x definiert ist. Der erste Zustand aus der Abbildung 38 tritt dann ein, wenn das x kleiner als 0 wird. Die Durchdringung entspricht dann dem x . Somit berechnet sich die Kontaktkraft im ersten Zustand $F_{imp,h-a1}$ mit der axialen Kontaktsteifigkeitskonstante k_{ha} und der Dämpfungskonstante λ_{ha} wie folgt:

$$F_{imp,h-a1} = k_{ha}x + \lambda_{ha}x\dot{x} \quad (13)$$

Im zweiten Zustand befindet sich der Hammer auf den Armen des Ambosses. Die Höhe der Arme des Ambosses ist mit h gekennzeichnet, wie es in der Abbildung 38 zu sehen ist. Folglich ergibt sich die Durchdringung hier aus der Differenz von h und x . Für die Berechnung der Kontaktkraft im zweiten Zustand $F_{imp,h-a2}$ wurde folgende Gleichung aufgestellt:

$$F_{imp,h-a2} = k_{ha}(h - x) - \lambda_{ha}(h - x)\dot{x} \quad (14)$$

Da nur ein Kontaktzustand zu jedem Zeitpunkt gelten kann, wird die Kontaktkraft, die nicht gilt mit einer if-else Bedingung zu 0. Demzufolge wird F_{imp} wie folgt berechnet:

$$F_{imp} = F_{imp,h-a1} + F_{imp,h-a2} \quad (15)$$

Mit der axialen Kontaktkraft zwischen Hammer und Amboss F_{imp} kann das Moment T_f aus der Gleichung (5) mit dem Reibungskoeffizienten μ_{h-a} und dem mittleren Radius des Ambossarmes r bestimmt werden. Um die Richtung des Momentes anzugeben, wird mit der Vorzeichenfunktion $sgn(\dot{\theta}_h - \dot{\theta}_a)$ geprüft, welches Vorzeichen die Relativgeschwindigkeit zwischen Hammer und Amboss hat. Somit wird T_f wie folgt berechnet:

$$T_f = sgn(\dot{\theta}_h - \dot{\theta}_a)\mu_{h-a}F_{imp}r \quad (16)$$

Die axiale Kraft f entsteht durch die Reibung der Schlagflächen des Hammers und des Ambosses bei translatorischer Bewegung des Hammers. Die Berechnung der Kraft f wird bei der Beschreibung der Ambossrotation erklärt.

Durch das Einsetzen von (15) und (12) in (11) kann die translatorische Hammerbewegung beschrieben werden. Um die Gleichung (11) in Simulink zu implementieren, wurde diese nach der Beschleunigung $\ddot{x}$ wie folgt umgestellt.

$$\ddot{x} = \frac{1}{m_h} (F_{ka} + F_{imp} - F_{pre} - f - c_s \dot{x} - k_s x) \quad (17)$$

Analog zum Einbau der rotatorischen Bewegungsgleichung des Hammers in Simulink wurden Integrator-Blöcke, mathematische Operationen und MATLAB Functions zur Modellierung der Gleichung verwendet. Mit einer Verbindung der rechten Gleichungsseite mit der Beschleunigung $\ddot{x}$ wurde die Gleichung vollständig in Simulink beschrieben. In der Abbildung 39 ist der Signalflussgraph der Differentialgleichung zur Beschreibung der translatorischen Hammerbewegung in Simulink dargestellt.

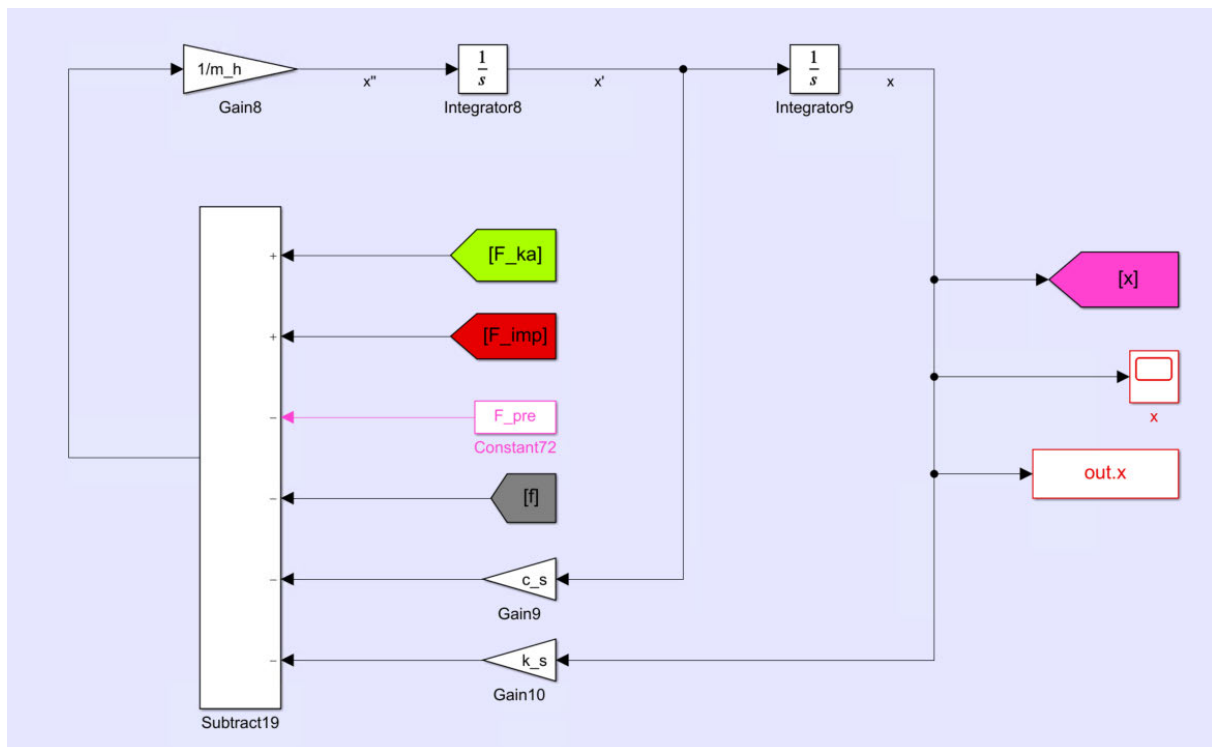


Abbildung 39: Signalflussgraph der Bewegungsgleichung für die Hammertranslation in Simulink

Die rotatorische Ambossbewegung wurde mit dem Massenträgheitsmoment I_a sowie der Steifigkeits- und Dämpfungskonstante des Ambosses k_a und c_a und dem in der Gleichung (16) beschriebenen Moment T_f durch die folgende Gleichung definiert:

$$I_a \ddot{\theta}_a + c_a \dot{\theta}_a + k_a \theta_a = T_{imp,h-a} + T_f + T_{as} - T_w \quad (18)$$

In der Gleichung (18) entspricht das Moment T_w dem konstanten Widerstand am Amboss, der im FEM-Modell eingebaut wurde. Um den Einfluss des in Kapitel 3.2 beschriebenen starren Körpers in diesem Modell darzustellen, wurde das Moment T_{as} definiert. Das Moment T_{as} wird durch die Kontaktkraft am Amboss F_{as} erzeugt, sobald die Winkelverschiebung θ_a negativ wird. Nimmt θ_a positive Werte an, entfällt das Moment T_{as} . Die Kontaktkraft F_{as} entsteht durch die Durchdringung am starren Körper δ_{as} und wird mit den Konstanten für die Kontaktsteifigkeit k_{as} und der Dämpfung λ_{as} wie folgt berechnet:

$$F_{as} = k_{as}\delta_{as} + \lambda_{as}\delta_{as}\dot{\delta}_{as} \quad (19)$$

Für die Berechnung der Durchdringung am starren Körper δ_{as} wurde mit der Winkelverschiebung des Ambosses θ_a und dem mittleren Radius vom Ambossarm r folgende Gleichung aufgestellt:

$$\delta_{as} = \theta_a r \quad (20)$$

Mit dem Einsetzen von (20) in (19) kann das Moment T_{as} mit der folgenden Gleichung bestimmt werden:

$$T_{as} = F_{as}r \quad (21)$$

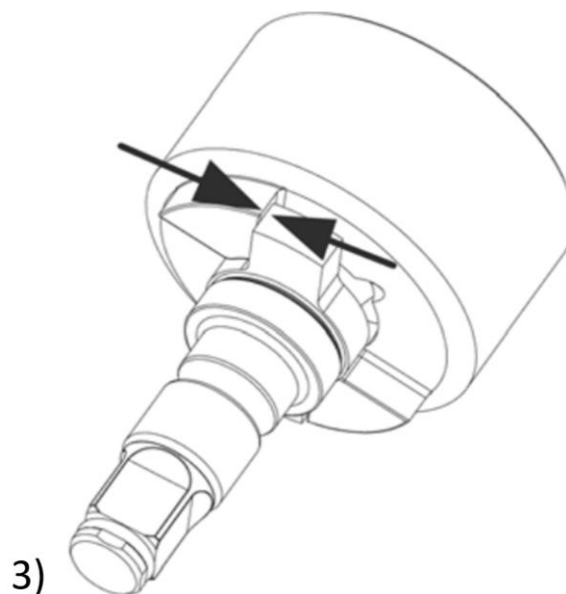


Abbildung 40: dritter Kontaktzustand von Hammer und Amboss: Schlagflächen der Arme treffen aufeinander [in Anlehnung an Zhang & Tang 2016]

Das Schlagmoment zwischen Hammer und Amboss $T_{imp,h-a}$ wirkt, sobald der dritte Zustand aus der Abbildung 40 eintritt und die Schlagflächen der Arme aufeinandertreffen. Für die Detektion des dritten Zustandes wird die axiale Position des Hammers x vor dem Schlag geprüft. Ist diese kleiner als die Höhe der Arme des Ambosses h , wirkt das Schlagmoment. Für die Berechnung von $T_{imp,h-a}$ wird die Kontaktkraft während des Schlages $F_{imp,h-a3}$ benötigt. Die Durchdringung während des Schlages δ_b entspricht der relativen Kreisbogenlänge von Hammer und Amboss. Um die relative Kreisbogenlänge nach jeder halben Umdrehung neu zu bestimmen, wurde eine Remainder Funktion eingebaut. Somit wird die Durchdringung δ_b zu:

$$\delta_b = r[\text{rem}(\theta_h, \pi) - \text{rem}(\theta_a, \pi)] \quad (22)$$

Die Kontaktkraft $F_{imp,h-a3}$ ergibt sich mit der Kontaktsteifigkeit k_b und Dämpfung λ_b demzufolge zu:

$$F_{imp,h-a3} = k_b \delta_b + \lambda_b \delta_b \dot{\delta}_b \quad (23)$$

Mit dem Einsetzen von (22) in (23) kann das Schlagmoment $T_{imp,h-a}$ mit dem mittleren Radius des Ambossarmes r folgendermaßen berechnet werden:

$$T_{imp,h-a} = F_{imp,h-a3} r \quad (24)$$

Die axiale Kraft f aus der Gleichung (11), die durch die Reibung der Schlagflächen entsteht, kann nun mithilfe von $F_{imp,h-a3}$ bestimmt werden. Für das Vorzeichen wird geprüft, in welche Richtung sich der Hammer bewegt. Demnach ergibt sich f zu:

$$f = \text{sgn}(\dot{x}) \mu_{h-a} F_{imp,h-a3} \quad (25)$$

Mit dem Einsetzen von (24) und (21) in (18) kann die Rotation des Ambosses dargestellt werden. Wie bei der Rotation und Translation des Hammers, musste die Bewegungsgleichung der Ambossrotation (18) nach der Winkelbeschleunigung $\ddot{\theta}_a$ wie folgt umgestellt werden, um diese in Simulink einzubauen:

$$\ddot{\theta}_a = \frac{1}{I_a} (T_{imp,h-a} + T_f + T_{as} - T_w - c_a \dot{\theta}_a - k_a \theta_a) \quad (26)$$

In der Abbildung 41 ist der Signalflussgraph der Bewegungsgleichung für die Ambossrotation in Simulink zu sehen. Das Simulink-Schlagschrauber-Modell wurde anhand des FEM-Schlagschrauber-Modells validiert. Im Anhang A ist das gesamte Simulink-Modell des Schlagschraubers dargestellt.

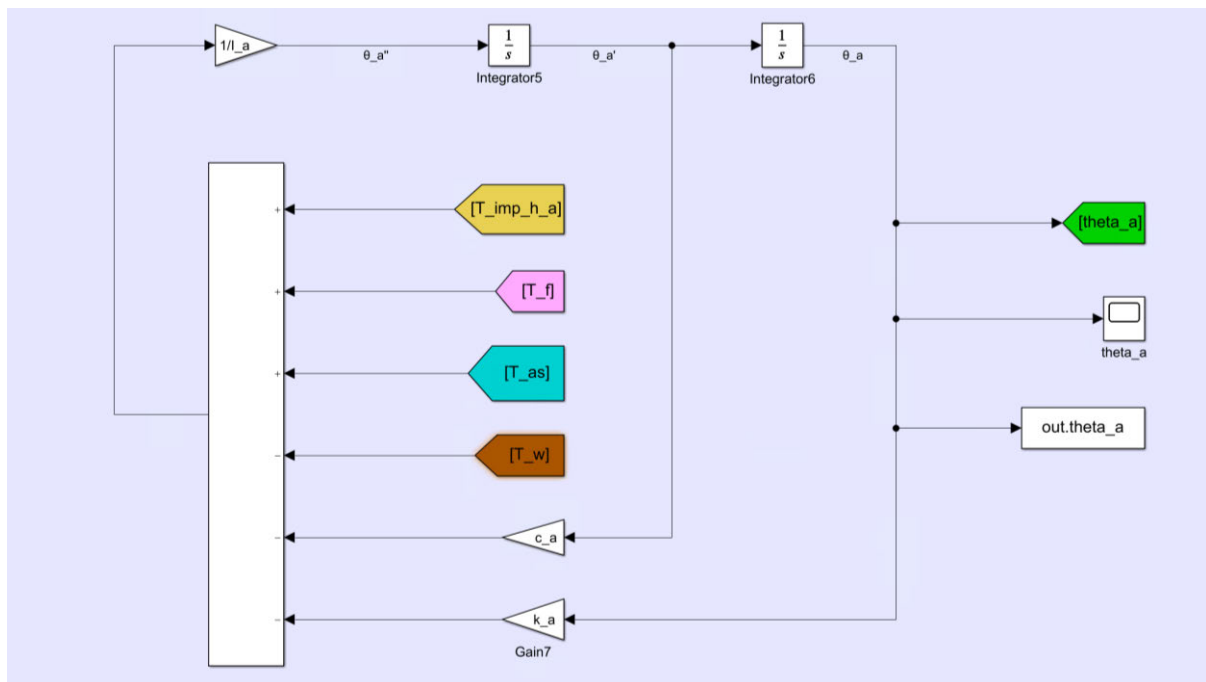


Abbildung 41: Signalflussgraph der Bewegungsgleichung für die Ambossrotation in Simulink

3.4 Festlegung der Lastdefinition und Aufbau des Lastmodells

Da der Insasse eine in Bezug auf die Fahrzeugsicherheit kritische Sitzhaltung vor dem Auftreten eines Unfalls einnehmen kann, wurden sich im Vorfeld dieser Arbeit intern Gedanken über eine Klassifizierung dieser Sitzpositionen gemacht. Potentielle nachteilige Sitzpositionen treten beispielweise dann auf, wenn der Fahrer den Touchscreen bedient, in das Handschuhfach greift oder den Sitz einstellt. Zwei dieser Sitzpositionen sind in der Abbildung 42 dargestellt. In diesen Fällen befindet sich der Fahrer in einer vorverlagerten Position, was die Rückhaltewirkung des Gurtsystems im Falle einer Kollision negativ beeinflusst. Die möglichen Positionen wurden nach dem Vorverlagerungsweg des Insassen eingeteilt und nach ihrer Auftrittswahrscheinlichkeit geordnet. Bei den Positionen mit der höchsten Auftrittswahrscheinlichkeit ist der Insasse um ca. 0,160 m vorverlagert, was beispielsweise bei der Einstellung des Sitzes durch den Fahrer zutrifft.

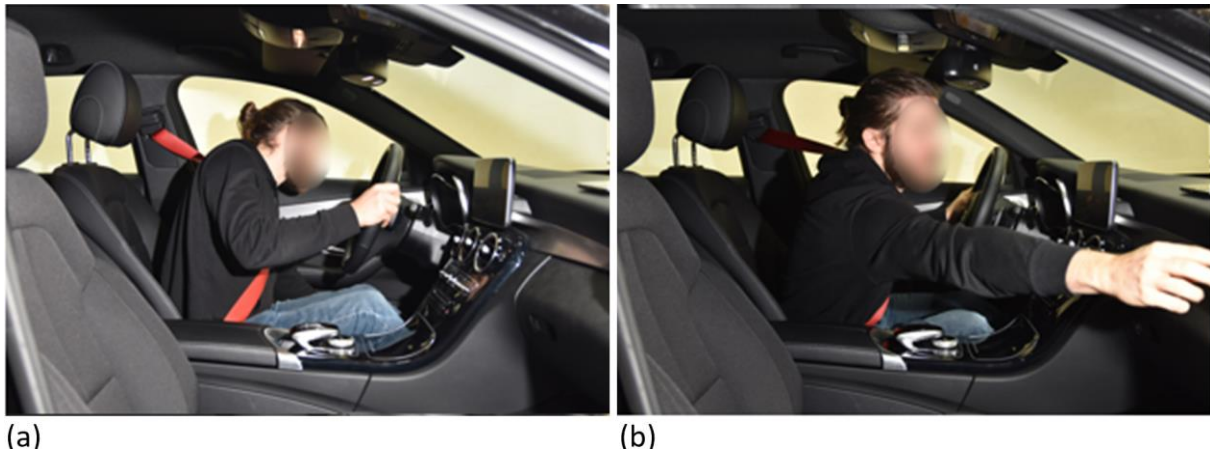


Abbildung 42: mögliche ungünstige Sitzpositionen in Bezug auf die Fahrzeugsicherheit: Fahrer stellt den Sitz ein (a) Fahrer greift ins Handschuhfach (b) [Autoliv]

Es wird angenommen, dass der Fahrer ca. 0,6 s vor dem Eintreten eines Unfalls nicht mehr in der Lage ist, in das Fahrgeschehen eingreifen zu können und die Fahraufgabe vom System übernommen werden kann. Wirken hohe Gurtkräfte vor dieser Zeit, kann der Fahrer in seiner Fahraufgabe beeinträchtigt werden. In kritischen Fahrsituationen wird die in Kapitel 2.2 beschriebene Notfallsbremsung (AEB) aktiviert, wodurch eine Bremslast auf den Insassen wirkt. Beim Repositionierungsvorgang muss das Gurtsystem gegen diese Bremslast arbeiten, um den Insassen zurückziehen zu können. Aus der Klassifizierung der Sitzpositionen und der Auftrittswahrscheinlichkeit sowie den Annahmen bezüglich der Straffzeit wurden Lastfälle abgeleitet. In dieser Arbeit wird der Lastfall untersucht, der mit der höchsten Wahrscheinlichkeit auftreten kann. Hier ist die Anforderung, dass ein Insasse bei einer Vorverlagerung von 0.160 m in 0.45 s gegen eine konstante Bremslast von 1 g repositioniert werden soll. [Autoliv]

Im Vorfeld dieser Arbeit wurden intern Vor-Crash Systemversuche an einem Gurt-Prüfstand durchgeführt, um die dynamische Insassen-Repositionierung zu analysieren. Der Gurtprüfstand eignet sich, um das Leistungsverhalten von Gurtsystemen zu bewerten und verschiedene Konzepte zu vergleichen. Dabei wird insbesondere die Krafteinwirkung des Gurtbandes sowie das Bewegungsverhalten des Dummies analysiert. An dem Prüfstand wird ein HIII-50%-Dummy genutzt, an dem die Belastungswerte in verschiedenen Körperregionen ermittelt werden können. Der in der Abbildung 43 dargestellte HIII-50%-Dummy entspricht von der Größe, der Masse und der Gewichtsverteilung dem durchschnittlichen Mann der US-Bevölkerung aus den 1960er Jahren. [Schmitt et al. 2010, S. 53 f.; Kramer 2013, S. 372, Autoliv]



Abbildung 43: HIII-50% Dummy von Humanetics [Humanetics 2020]

An dem in der Abbildung 44 dargestellten Gurt-Prüfstand sind der Kopf, der Nacken, der Oberkörper und das Becken vom HIII-50%-Dummy drehbar gelagert, sodass dieser bei Krafteinwirkung eine Rotationsbewegung um die Drehachse macht. Der Dummy wird mithilfe einer Rückenlehne und eines Frontanschlages in Form eines Polsters aufgefangen. Um die Gurtlose eines Gurtsystems abzubilden, ist ein Schaum auf der Brust des Dummys positioniert. Der Prüfstand ist auf einer Beschleunigungsanlage montiert.

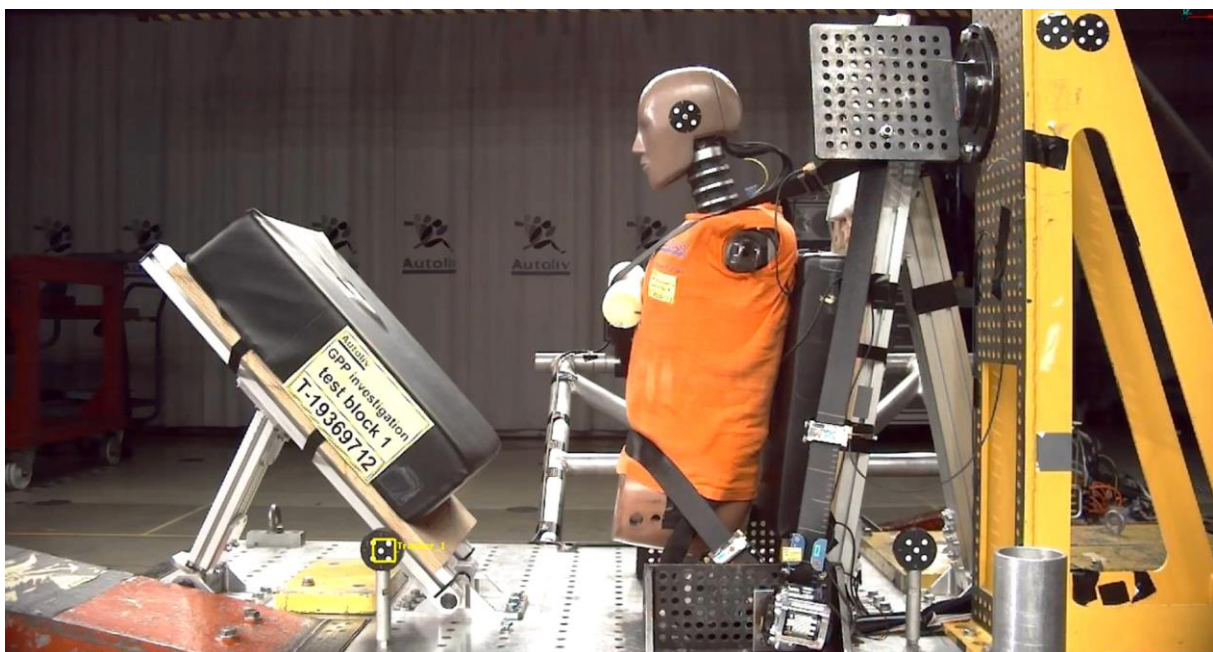


Abbildung 44: Aufbau des Gurt-Prüfstandes für die Systemversuche [Autoliv]

Auf Basis der Systemversuche wurden Simulationen an einem FEM-Modell des Prüfstandes durchgeführt, bei dem der Dummy aus der vorverlagerten Position mithilfe eines reversiblen Vorstraffers zurückgezogen wird. Das Simulationsmodell wurde anhand des Bewegungsverlaufes des Dummies und des qualitativen Vergleichs der Kraftkurven validiert.

Im nächsten Schritt wurden die Randbedingungen des für diese Arbeit definierten Lastfalles in dem FEM-Modell eingebaut. Es wurde eine Bremslast von 1 g eingebaut und als Aktivierungszeitpunkt für den Vorstraffer wurden 0.6 s gewählt. Der Winkel des Dummies zur Vertikalen entspricht dem Winkel aus den Systemversuchen. Das Gurtband wurde so modelliert, dass der Dummy durch die Bremslast eine maximale Vorverlagerung von 0.160 m macht. Aus dieser Position wird der Dummy mit dem Vorstraffer repositioniert. In der Abbildung 45 ist das FEM-Modell des Gurt-Prüfstandes zu erkennen.

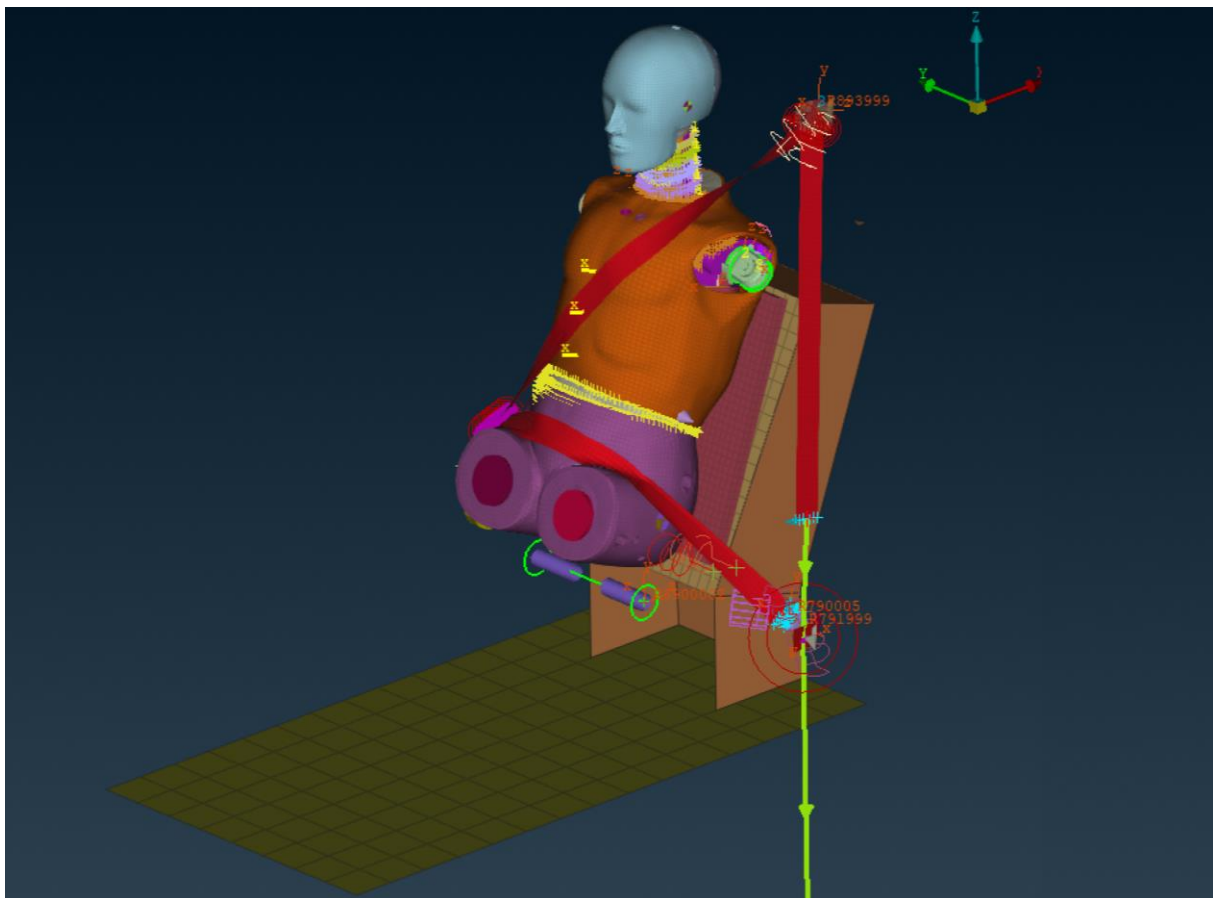


Abbildung 45: FEM-Modell des Gurt-Prüfstandes

Um die Repositionierung des Dummies mithilfe des Schlagschraubers zu analysieren, wurde der Gurt-Prüfstand als ein vereinfachtes Modell in Simulink aufgebaut, um eine Kopplung der Simulink-Modelle zu realisieren. Dabei wurde der Dummy vereinfacht als ein Massenrotationspunkt um die Drehachse idealisiert. In der Abbildung 46 ist eine Skizze dargestellt, in der der Dummy des Gurt-Prüfstandes vereinfacht als ein Massenrotationspunkt mit den auftretenden Kräften und Winkel zu sehen ist.

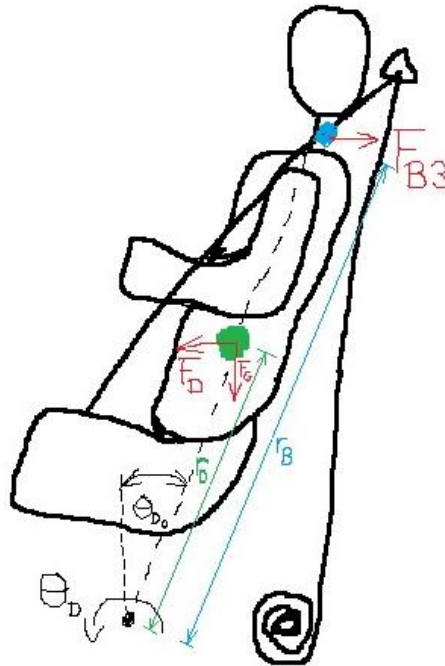


Abbildung 46: vereinfachte Skizze des Prüfstandes mit einem Dummy-Massenrotationspunkt

Wie bei dem Simulink-Schlagschrauber-Modell, wurde eine Differentialgleichung zur Beschreibung der Rotation des Dummy-Massenpunktes aufgestellt. Mit dem Massenträgheitsmoment des Dummies I_D , der Steifigkeits- und Dämpfungskonstante k_D und c_D sowie der Winkelbeschleunigung, -geschwindigkeit und -verschiebung des Dummies $\ddot{\theta}_D$, $\dot{\theta}_D$ und θ_D wurde die folgende Bewegungsgleichung aufgestellt:

$$I_D \ddot{\theta}_D + c_D \dot{\theta}_D + k_D \theta_D = T_D - T_G - T_B \quad (27)$$

Als Anfangswinkel θ_{D_0} wurde der Winkel zur Vertikalen aus dem FEM-Modell genommen. In der Gleichung (27) definiert T_D das Moment, welches durch die 1 g Bremslast am Dummy entsteht. Mit der Masse des Dummies m_D und dem wirksamen Hebelarm $\cos(\theta_D)r_D$ wird T_D wie folgt berechnet:

$$T_D = m_D g \cos(\theta_D) r_D \quad (28)$$

Das Moment T_G wird durch die Gravitationskraft am Dummy erzeugt. Mit dem wirksamen Hebelarm $\sin(\theta_D)r_D$ wurde die folgende Gleichung für T_G aufgestellt:

$$T_G = m_D g \sin(\theta_D) r_D \quad (29)$$

Das Moment T_B entsteht durch die Schultergurtkraft F_{B3} , welche in der Abbildung 46 zu sehen ist. Die Kraft wurde im Modell so eingebaut, dass sie nach der Eliminierung der Gurtlose und des Filmspuleneffektes auf den Dummy wirkt. Für den Vergleich mit der FEM-Simulation vom Prüfstand wird ab 0.6 s die Straffkraft des Vorstraffers aktiviert und dementsprechend F_{B3} mit dieser beaufschlagt. Mit dem wirksamen Hebelarm $\cos(\theta_D)r_B$ wird T_B wie folgt berechnet:

$$T_B = F_{B3} \cos(\theta_D) r_B \quad (30)$$

Mit dem Einsetzen von (30), (29) und (28) in (27) kann die Rotationsbewegung des Dummies vereinfacht dargestellt werden. Für den Einbau der Bewegungsgleichung des Dummies (27) in Simulink wurde sie nach $\ddot{\theta}_D$ umgeformt. Die Gurtlose, der Filmspuleneffekt und die Straffkraft wurden mithilfe einer wegababhängigen Kraftvorgabe in einer „Look-Up-Table“ integriert. In der Abbildung 47 ist der Signalflussgraph der Bewegungsgleichung für die Dummy-Rotation zu sehen. Das Simulink-Modell des Prüfstandes dient als Lastmodell für die Untersuchung und wurde mithilfe des FEM-Modells validiert. Im Anhang B ist das gesamte Lastmodell in Simulink dargestellt.

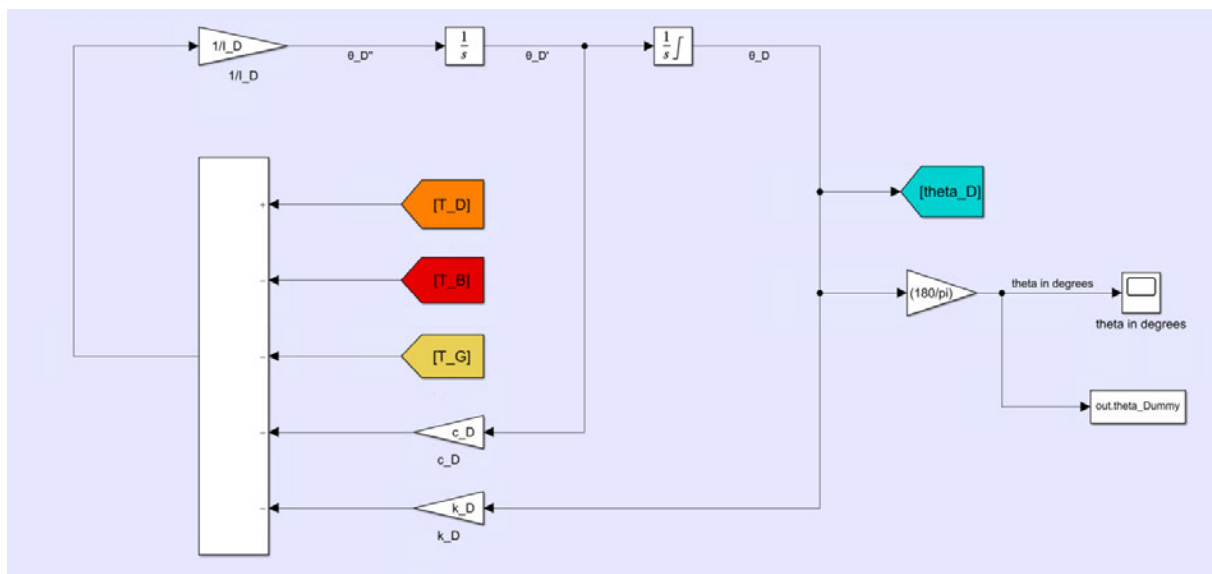


Abbildung 47: Signalflussgraph der Bewegungsgleichung für die Rotation des Dummies in Simulink

3.5 Kopplung des Schlagschrauber-Modells an das Lastmodell

Nach der Erstellung des Simulink-Lastmodells wurde dieses an das Simulink-Schlagschrauber-Modell gekoppelt, um die Repositionierung eines Insassen mit einer Straffung über einen Schlagschrauber zu untersuchen. Mithilfe der Kopplung kann analysiert werden, wie schnell der Dummy aus der vorverlagerten Position zurückgezogen wird und ob die Anforderung aus dem Lastfall erfüllt wird.

Da das Schlagschrauber-Modell die Rotation vom Amboss ausgibt, wird diese mit dem Radius der Gurtbandwelle des Retraktors multipliziert, um einen Gurtbandeinzug zu realisieren, wie es bei einer Straffung der Fall ist. Der Gurtbandeinzug wird in den Vorverlagerungsweg und dieser in den Vorverlagerungswinkel θ_D des Dummies umgerechnet. Der Vorverlagerungswinkel θ_D wird in die Bewegungsgleichung der Rotation des Dummies (27) aus dem Lastmodell eingesetzt. Über die Bewegungsgleichung des Dummies kann das Moment T_B wie folgt berechnet werden:

$$T_B = T_D - T_G - I_D \ddot{\theta}_D - c_D \dot{\theta}_D - k_D \theta_D \quad (31)$$

Mit dem Moment T_B aus der Gleichung (31) wird die Schultergurtkraft F_B wie folgt bestimmt:

$$F_{B3} = \frac{T_B}{r_{B \cos(\theta_D)}} \quad (32)$$

Da die Schultergurtkraft F_{B3} am Umlenker umgeleitet wird, wird die Gurtkraft am Retraktor F_{B1} mithilfe der Seilreibungsformel mit der Eulerschen Zahl e , dem Haftreibungskoeffizienten μ_0 und dem Umschlingungswinkel α wie folgt ermittelt:

$$F_{B1} = F_{B3} e^{\mu_0 \alpha} \quad (33)$$

Die Kraft F_{B1} wird wieder mit dem Radius der Gurtbandwelle multipliziert. Das resultierende Moment entspricht dem Widerstand, welcher am Amboss vom Schlagschrauber wirkt. In der Abbildung 48 ist der Signalflussgraph der Schnittstellen für die Kopplung der Simulink-Modelle dargestellt.

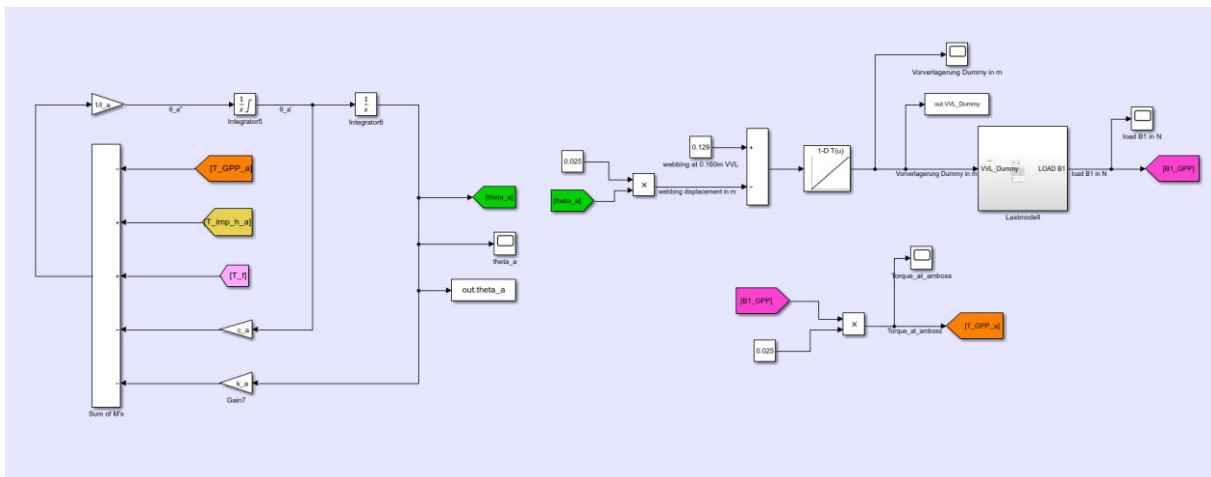


Abbildung 48: Signalflussgraph der Schnittstellen für die Kopplung der Simulink-Modelle

Zusammenfassend kann die Ankopplung so beschrieben werden, dass die Rotation des Ambosses aus dem Schlagschrauber-Modell zu einer Straffung führt, die den Dummy rückverlagert. In dem Lastmodell wird durch die Rotation des Dummies eine Schultergurtkraft erzeugt, die in eine Gurtkraft am Retraktor umgerechnet wird und über den Radius der Gurtbandwelle als Widerstandsmoment in das Schlagschrauber-Modell eingeht. So entsteht ein Loop, mit dem die Vorverlagerung des Dummies durch die Straffung mit dem Schlagschrauber berechnet werden kann. In der Abbildung 49 ist die Kopplung der Simulink-Modelle als Loop zu sehen.

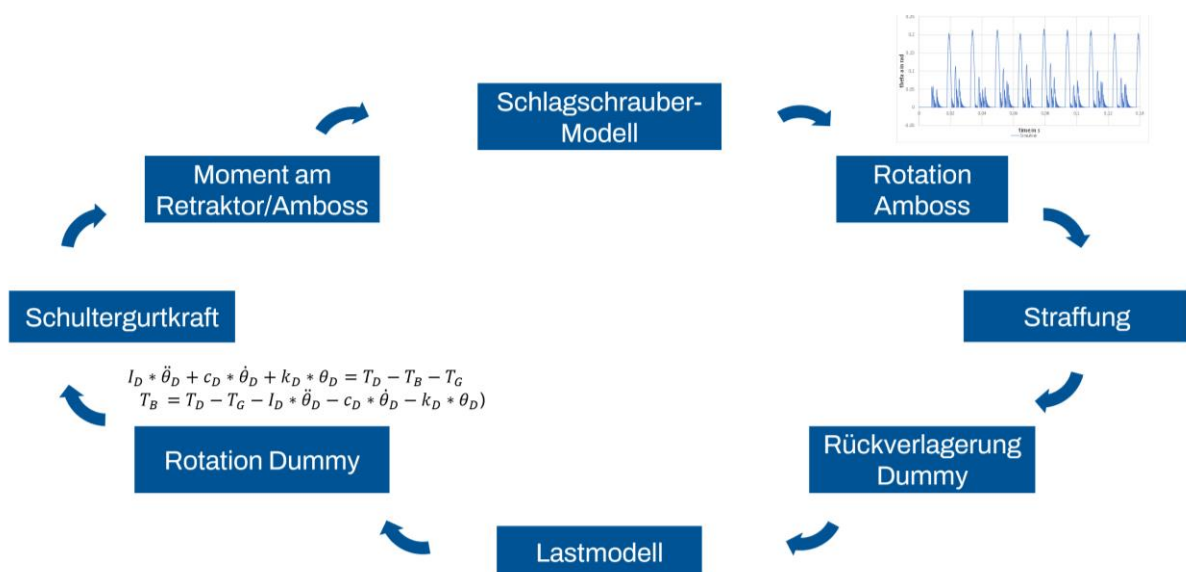


Abbildung 49: Kopplung der Simulink-Modelle als Loop

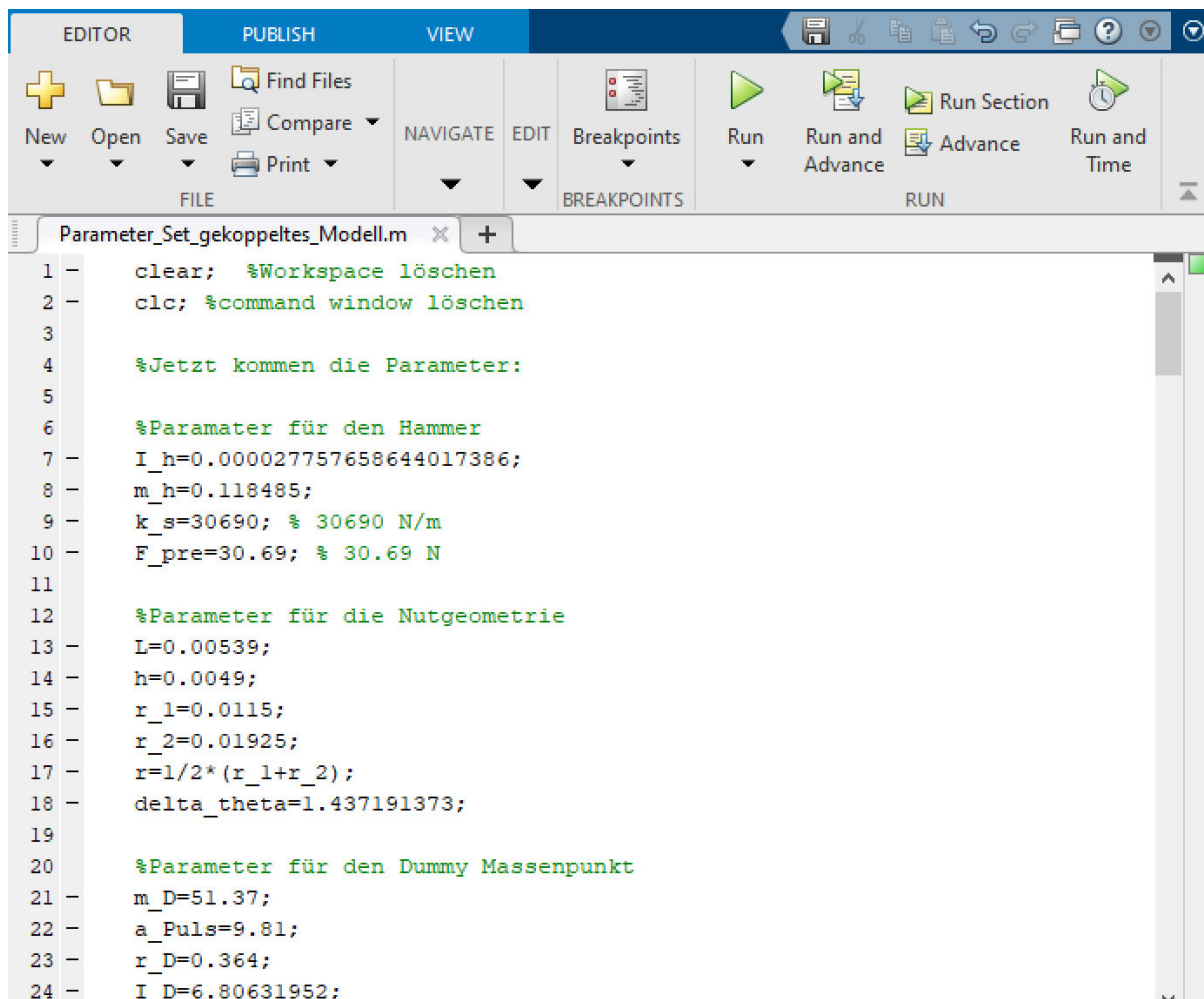
4 Parameterstudie für den Schlagschrauber

In diesem Kapitel werden die Parameter beschrieben, welche einen Einfluss auf den Schlagimpuls haben. Anschließend wird die Integration der Parameter in einem MATLAB-Skript vorgestellt. Zudem wird der Simulationsplan für die Parameterstudie und die Vorgehensweise bei der Automatisierung der Simulationen gezeigt.

4.1 Parameter für den Schlagimpuls

Um den Einfluss des Schlagschraubers auf das Leistungsverhalten der Straffung für die benötigte Repositionierungszeit des Dummies zu untersuchen, wurden sich zunächst Gedanken um die Parameter gemacht. Die Rotation des Ambosses und somit das abgebende Moment des Schlagschraubers hängen insbesondere vom Schlag des Hammers auf den Amboss ab. Die für den Schlagimpuls angenommenen relevanten Parameter sind die Wellengeschwindigkeit, die Masse des Hammers, die Steifigkeit der Feder und die Federvorspannkraft.

Für das Simulink-Modell des Schlagschraubers wurde ein Parameter-Set mithilfe eines MATLAB-Skriptes erstellt, in dem die Massen und die geometrischen Eigenschaften der Einzelteile, Reibungskoeffizienten, die Steifigkeiten und Dämpfungen für den Kontakt und die Steifigkeit und Vorspannkraft der Feder enthalten sind. Die Werte für die Parameter entsprechen den Werten aus dem FEM-Modell und basieren auf den Daten des realen Schlagschraubers. Die Kontaktparameter wurden in Anlehnung an Zhang & Tang 2016 angenommen und bei Bedarf angepasst. Beim gekoppelten Modell wurde das Parameter-Set des Schlagschraubers mit den Parametern des Lastmodells ergänzt. Die wesentlichen Parameter des Lastmodells sind die Masse und die geometrischen Eigenschaften des Dummies sowie der Bremspuls. Mit der Ausführung des MATLAB-Skriptes werden die Parameter in den „Workspace“ geladen. Das Simulink-Modell greift auf den „Workspace“ zu und übernimmt die angegebenen Werte für die Parameter in den aufgestellten Gleichungen. Demnach ist es mit dem Parameter-Skript möglich, schnell Parameter zu verändern und dient somit als Grundgerüst für die Parameterstudie. In der Abbildung 50 ist ein Ausschnitt aus dem Parameter-Skript des gekoppelten Modells in MATLAB dargestellt.



```

1 - clear; %Workspace löschen
2 - clc; %command window löschen
3
4 - %Jetzt kommen die Parameter:
5
6 - %Parameter für den Hammer
7 - I_h=0.000027757658644017386;
8 - m_h=0.118485;
9 - k_s=30690; % 30690 N/m
10 - F_pre=30.69; % 30.69 N
11
12 - %Parameter für die Nutgeometrie
13 - L=0.00539;
14 - h=0.0049;
15 - r_1=0.0115;
16 - r_2=0.01925;
17 - r=1/2*(r_1+r_2);
18 - delta_theta=1.437191373;
19
20 - %Parameter für den Dummy Massenpunkt
21 - m_D=51.37;
22 - a_Puls=9.81;
23 - r_D=0.364;
24 - I_D=6.80631952;
  
```

Abbildung 50: Ausschnitt aus dem Parameter-Skript des gekoppelten Modells in MATLAB

4.2 Simulationsplan

Für die Parameterstudie wurde ein Simulationsplan aufgestellt, um die Wirkung von den zuvor definierten Parametern des Schlagimpulses auf die Repositionierungszeit des Dummies zu bestimmen. Bei der Erstellung des Simulationsplans wurde die Methodik der statischen Versuchsplanung angewendet. Die statistische Versuchsplanung, auch bekannt als „Design of Experiment“ (DoE) ist eine Methode zur effizienten Planung, Durchführung und Auswertung von Versuchsreihen. Dabei ist das Ziel, den Einfluss von verschiedenen Parametern auf die Zielgröße zu bestimmen. Der vollfaktorielle Versuchsplan ist ein Versuchsdesign, bei dem alle möglichen Kombinationen der Parameter durch die gleichzeitige Variation auf mehreren Ebenen geprüft werden. Somit kann die Wechselwirkung zwischen den Parametern untersucht werden. [Siebertz et al. 2017, S. 1; Eisenhut 2024]

In der Tabelle 2 sind die untersuchten Parameter für die Studie und die Parameterwerte zusammengefasst. Die Standardwerte entsprechen den Werten aus dem Parameter-Skript des gekoppelten Modells, die auf den realen Schlagschrauber-Daten basieren. In Abhängigkeit von den Standardwerten sind jeweils ein minimaler und ein maximaler Grenzwert für die Parameter zu sehen, die mit einem Faktor berechnet werden. Bei der Ermittlung der Grenzwerte wurde darauf geachtet, dass ein realistischer Einstellungsbereich bei großen Werteabständen untersucht wird. Zudem wurden Vorsimulationen durchgeführt, um zu überprüfen, wie sich das Simulationsmodell bei den geplanten Parametereinstellungen verhält.

Tabelle 2: Übersicht der untersuchten Parameter für die Studie und die Parameterwerte

Parameter	Min	Standard	Max
Masse Hammer	0.75*Standard	0,118 kg	1.5*Standard
Wellengeschwindigkeit	0.75*Standard	241 rad/s	1.5*Standard
Federsteifigkeit	0.75*Standard	30690 N/m	1.5*Standard
Vorspannkraft Feder	0.75*Standard	30,69 N	1.5*Standard

Die Anzahl der möglichen Kombinationen ergibt sich aus der Anzahl der untersuchten Parameter und der Anzahl der Parametereinstellungen. Bei der Variation der vier Parameter mit den drei Einstellungen Standard, Minimum und Maximum entsteht ein Simulationsplan mit 81 Kombinationen. Die 81 Simulationen wurden mithilfe eines MATLAB-Skriptes automatisiert durchgeführt, indem das Skript auf die Parameterwerte des Simulationsplans zugreift. Demnach werden nacheinander für jede Kombination die Parameter in dem Modell angepasst, die Berechnungen durchgeführt und die Simulationsergebnisse bestimmt. Somit kann der Parametereinfluss auf die Repositionierung analysiert werden. Im Anhang C ist der vollfaktorielle Simulationsplan für die Parameterstudie dargestellt. In dem Plan ist der minimale Grenzwert mit 0,75, der Standardwert mit 1 und der maximale Grenzwert für die Parameter mit 1,5 beschrieben.

5 Ergebnisauswertung und Diskussion

In diesem Kapitel werden die Simulationsergebnisse vorgestellt. Dabei wird die Plausibilität der Ergebnisse des FEM-Schlagschrauber-Modells geprüft, bevor das Simulink-Modell des Schlagschraubers und das Simulink-Lastmodell anhand ihrer FEM-Modelle validiert werden. Zudem werden die Ergebnisse des gekoppelten Modells und der Parameterstudie präsentiert und mit einem konventionellen Straffer verglichen.

5.1 Plausibilitätsüberprüfung des FEM-Schlagschrauber-Modells

Da für diese Arbeit keine Hardwareversuche mit einem realen Schlagschrauber durchgeführt werden konnten, wird das Simulink-Schlagschrauber-Modell anhand des FEM-Schlagschrauber-Modells virtuell validiert. Es wird angenommen, dass das FEM-Modell das reale Verhalten gut genug abbildet. Um die Validierung auf der Basis von korrekten Ergebnissen durchzuführen, werden zunächst die Simulationsergebnisse des FEM-Modells auf ihre Plausibilität geprüft. Die Simulationsdaten, die in diesem Kapitel vorgestellt werden, sind ungefiltert. Mit der Plausibilitätsüberprüfung kann die offensichtliche Inkorrektheit einer Simulationsberechnung kontrolliert werden. Demzufolge wird der Bewegungsverlauf der Einzelteile des Schlagschraubers analysiert, um die Nachvollziehbarkeit der Simulation zu erhöhen. Es werden die Rotation und Translation des Hammers sowie die Rotation des Ambosses beim FEM-Modell hinsichtlich der Plausibilität untersucht.

In der Abbildung 51 ist die Rotation des Ambosses im Bogenmaß über die Zeit in Sekunden dargestellt. In dem Diagramm sind große Ausschläge in der Kurve zu erkennen, welche nach jedem Schlag des Hammers auf den Amboss erfolgen. In dem betrachteten Zeitraum von 0,140 s treten neun Schläge auf. Die Winkelverschiebung des Ambosses nach dem Schlagimpuls liegt zwischen 0,2 rad und 0,27 rad, was einem Winkel von ca. 11,5° bis 15,5° entspricht. Durch das konstant wirkende Gegenmoment rotiert der Amboss nach dem Schlag wieder zurück, was durch den Abfall der Kurve nach dem Erreichen des lokalen Maximums beschrieben ist. Im Anschluss trifft der Amboss auf den starren Körper und wird in der Ausgangsposition gestoppt. Folglich schwingt die Kurve in der Phase um den Nullpunkt, bis der erneute Schlag erfolgt.

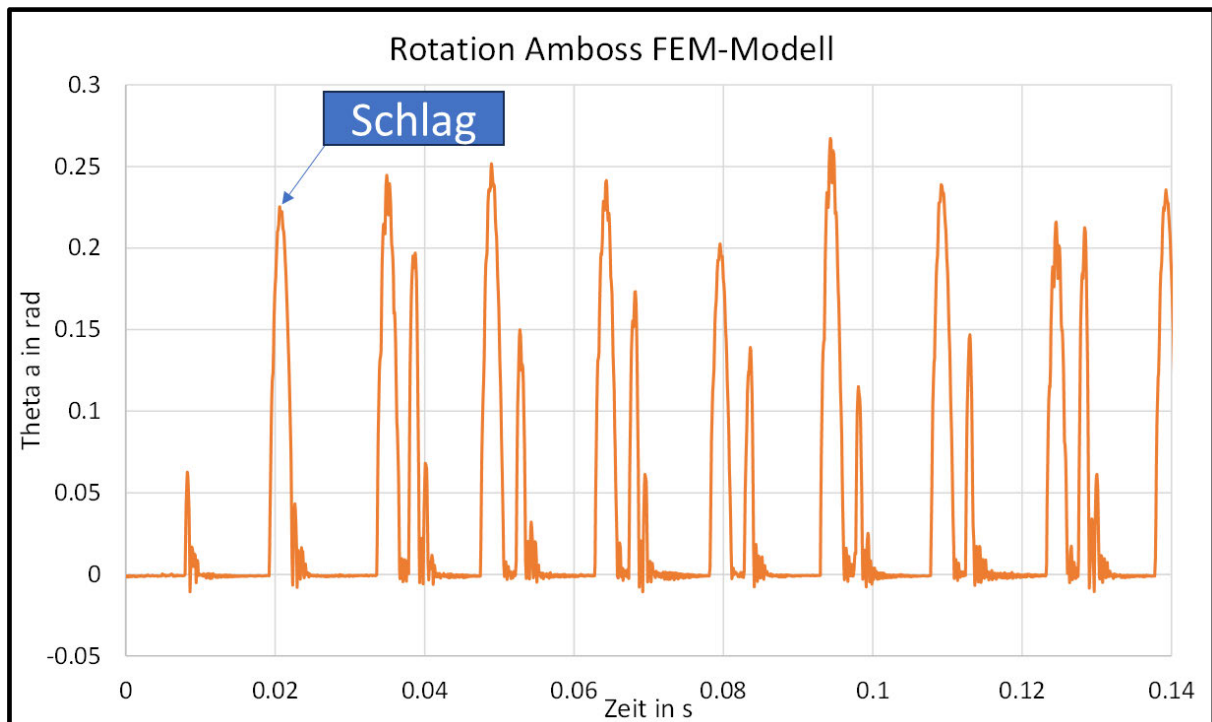


Abbildung 51: Rotation des Ambosses beim FEM-Modell

In der Abbildung 52 ist die Ambossrotation durch den Schlag des Hammers sowie durch die Reibung auf den Ambossarmen zu sehen. Die kleineren Peaks nach den Schlägen in dem Diagramm aus der Abbildung 51 entstehen dadurch, dass der Hammer in Braun auf den Ambossarmen in Rot rotiert und durch die Reibung den Amboss mitzieht. Der starre Körper in Grün beeinflusst den Hammer nicht in seiner Bewegung aufgrund des nicht eingestellten Kontaktes.

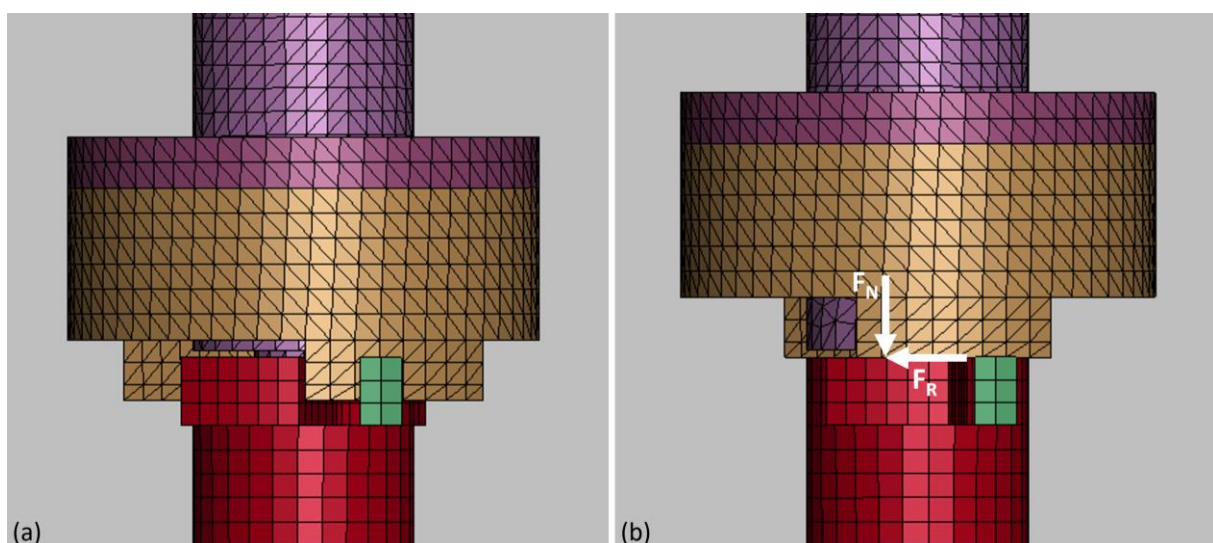


Abbildung 52: Ambossrotation durch den Hammerschlag (a) und durch die Reibung auf den Armen des Ambosses (b) beim FEM-Modell

In der Abbildung 53 ist die translatorische Bewegung des Hammers in Abhängigkeit von der Zeit zu erkennen. Das Diagramm zeigt, dass der Hammer sich zu Beginn translatorisch in die positive x-Richtung bewegt, bis er die Höhe der Ambossarme erreicht. Dort wird er in der axialen Position gehalten und durch den Kontakt mit der oberen Fläche der Arme immer wieder leicht nach oben bewegt. Deshalb sind kleine Ausschläge im Kurvenverlauf bei ca. 0,005 m zu erkennen. In dem Moment, in dem der Hammer die Ambossarme verlässt, bewegt dieser sich axial nach unten. An den lokalen Minima der Kurve kommt es zum Kontakt des Hammers mit der seitlichen Fläche der Ambossarme und der Schlag erfolgt. Anhand der Anzahl der Minima der Kurve sind auch in diesem Diagramm neun Schläge zu erkennen. Nach dem Schlag steigt die Kurve wieder an und der Hammer verschiebt sich translatorisch nach oben.

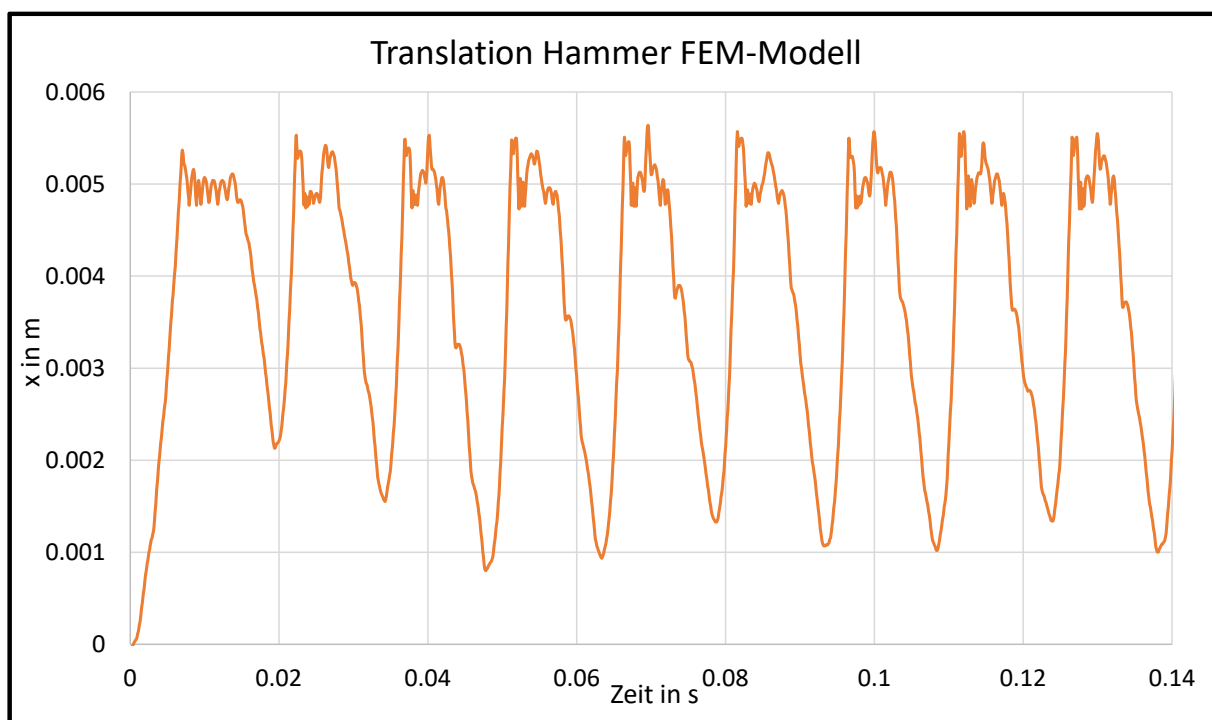


Abbildung 53: Translation des Hammers beim FEM-Modell

In der Abbildung 54 ist die translatorische Bewegung des Hammers aufgrund der Kugeln in der untersten und in der obersten Position dargestellt. Der Hammer wird aus dem Anfangszustand rein translatorisch nach oben bewegt, da der Amboss keine Rotation zulässt und die Kugeln sich in die entgegengesetzte Richtung der Welle entlang der Nut bewegen. Dadurch wird der Hammer nach oben geführt, bis sich dieser oberhalb der Arme des Ambosses befindet und eine Rotation wieder möglich ist.

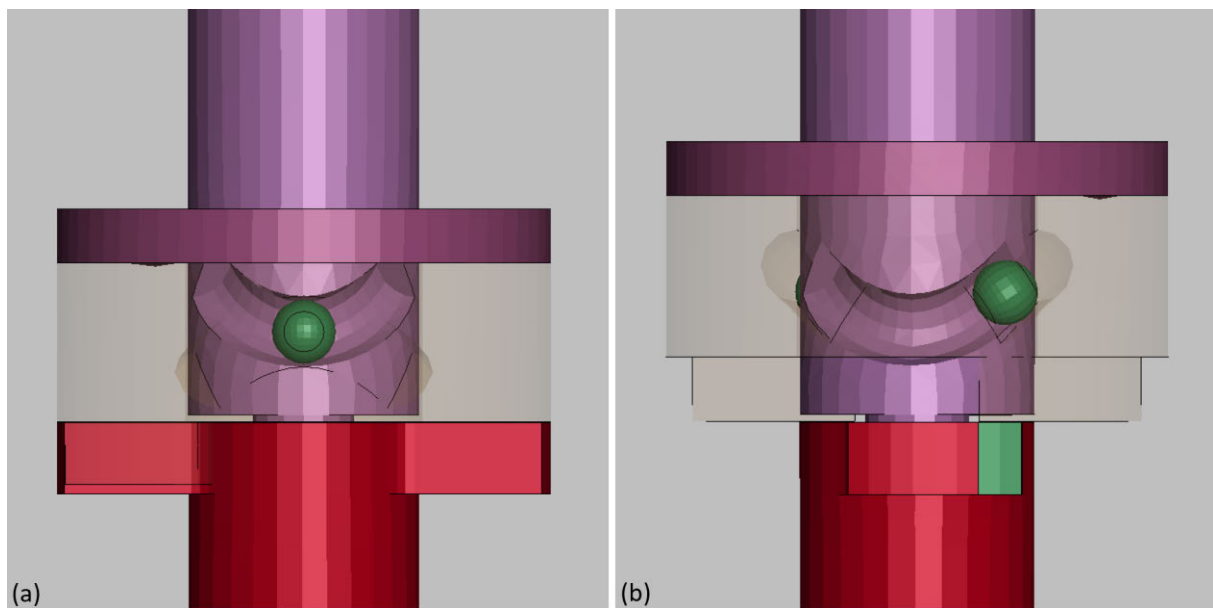


Abbildung 54: Translatorische Bewegung des Hammers aufgrund der Kugeln beim FEM-Modell: der Anfangszustand des Hammers in der untersten Position (a) und oberste Position des Hammers (b)

Die Rotationsbewegung des Hammers über die Zeit beim FEM-Modell ist in der Abbildung 55 zu sehen. Da sich der Hammer zu Beginn nur translatorisch bewegt, ist die Rotation in dem Zeitraum bis ca. 0,008 s gleich null. Auf den Ambossarmen beginnt der Hammer sich zu drehen, was an dem Kurvenanstieg zu erkennen ist.

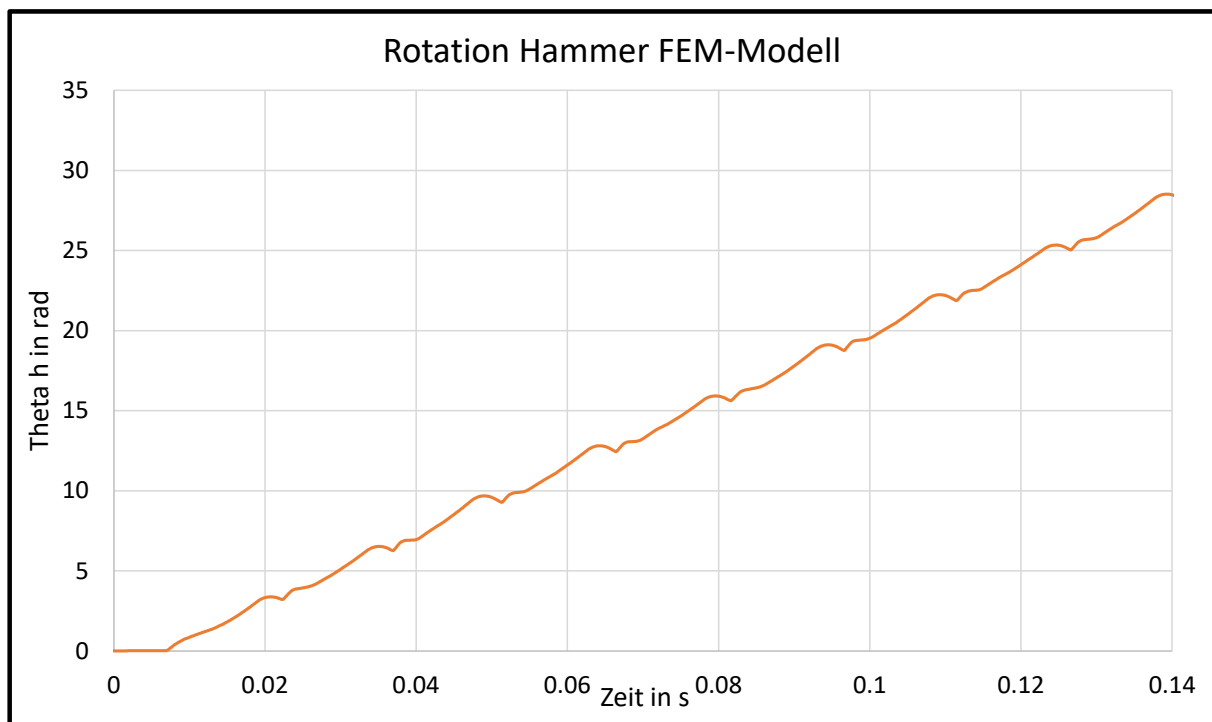


Abbildung 55: Rotation des Hammers beim FEM-Modell

Nach dem Verlassen der Arme wird der Hammer beschleunigt, bis der Schlag erfolgt. Die neun Schlagimpulse können hier an den lokalen Maxima der Kurve identifiziert werden. Daraufhin kommt es zum erneuten Kontakt der Ambossarme mit dem Hammer, da der Amboss durch das Gegenmoment zurückgedreht wird. Dabei wird der Hammer leicht mitrotiert, was am Kurvenabfall zu sehen ist. Im Modell sind Schwingungen und Störeffekte ersichtlich, die dazu führen, dass die Schläge nicht identisch sind. Im Rahmen dieser Arbeit wird das als akzeptabel betrachtet und nicht weiter untersucht. Nichtsdestotrotz entspricht der Bewegungsverlauf der Einzelteile der in Kapitel 2.7 beschriebenen Funktionsweise eines Schlagschraubers. Die Schlagimpulse und deren Effekt auf die Amboss- und Hammerbewegung sind in den Diagrammen zu erkennen und stimmen zeitlich überein. Demzufolge werden die Ergebnisse des FEM-Modells als plausibel gewertet und eignen sich somit für die Validierung des Simulink-Schlagschrauber-Modells.

5.2 Validierung des Simulink-Schlagschrauber-Modells

Bevor das Simulink-Schlagschrauber-Modell validiert wird, wird eine Zeitschrittanalyse für das Simulink-Modell durchgeführt. Wie in Kapitel 2.6 erklärt, führen kleine Zeitschrittweiten zu genaueren Ergebnissen, erhöhen allerdings auch den Rechenaufwand. Bei einer Zeitschrittanalyse werden die Simulationsergebnisse bei kleiner werdenden Zeitschrittweiten miteinander verglichen. Das Ziel der Analyse ist es, die größte Zeitschrittweite zu bestimmen, bei der eine Reduzierung der Schrittweite die Ergebnisse nicht weiter beeinflusst und eine Konvergenz erreicht wird. Somit können genaue Ergebnisse bei geringen Rechenzeiten ermittelt werden.

Für die Zeitschrittanalyse bei dem Schlagschrauber-Modell werden die Ergebnisse der Rotation des Ambosses bei unterschiedlichen Zeitschritten miteinander verglichen, da sie maßgeblich für die Analyse der Insassen-Repositionierung ist. In der Abbildung 56 ist die Ambossrotation bei kleiner werdenden Zeitschrittweiten aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass die Ergebnisse bei der Änderung der Zeitschrittweite von 9×10^{-8} s bis 6×10^{-9} s kaum voneinander abweichen. Die Rechenzeiten der einzelnen Simulationen betragen bei einer Simulationsendzeit von 0,140 s wenige Minuten. Da im FEM-Modell der Zeitschritt bei 3×10^{-8} s liegt, wird diese Zeitschrittweite für das Simulink-Modell gewählt. Bei dem Zeitschritt von 3×10^{-8} s beträgt die Rechenzeit drei Minuten.

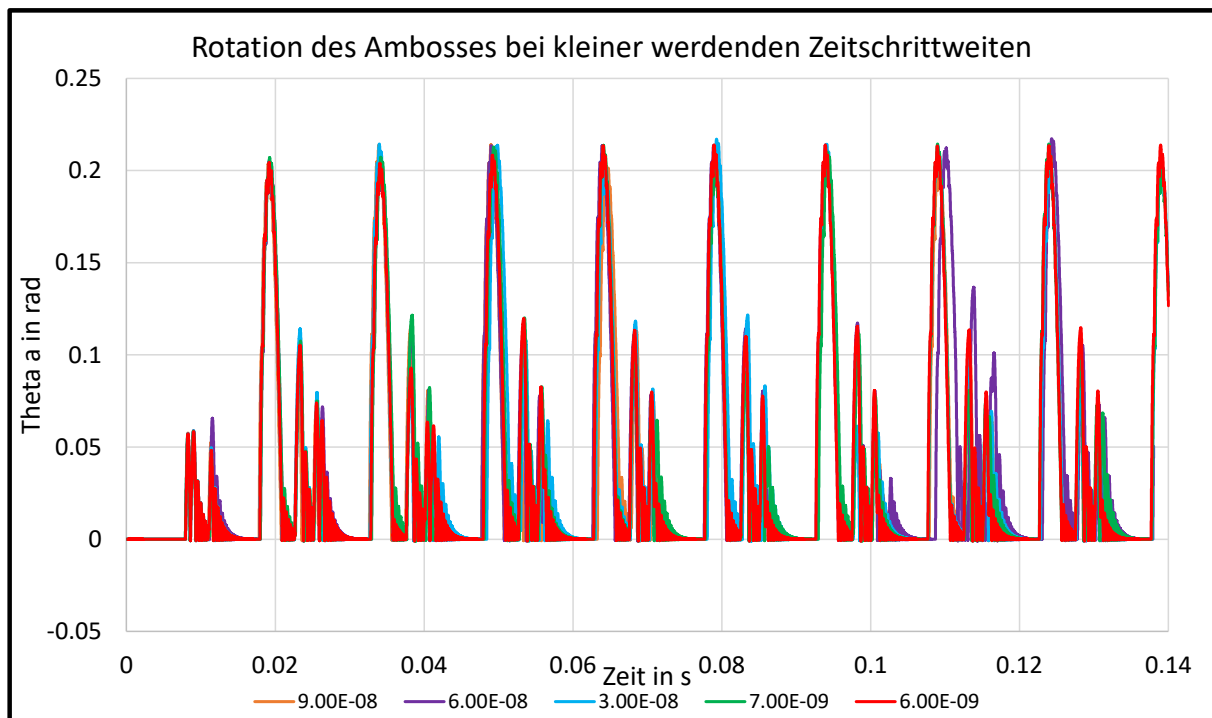


Abbildung 56: Vergleich der Ambossrotation bei kleiner werdenden Zeitschrittweiten beim Simulink-Modell

Für die Validierung des Simulink-Schlagschrauber-Modells werden die Bewegungen des Hammers und des Ambosses mit den Ergebnissen des FEM-Modells verglichen. Dabei werden die charakteristischen Eigenschaften der Kurven analysiert und die Korrelation mithilfe der CORA-Methode geprüft. In der Abbildung 57 ist der Vergleich der Ambossrotation der Simulationsmodelle zu sehen. Die blaue Kurve beschreibt das Ergebnis des Simulink-Modells und die orangene Kurve zeigt das Resultat des FEM-Modells. Es ist zu erkennen, dass die lokalen Hochpunkte nach dem Schlagimpuls der Simulink-Kurve zwischen 0,2 rad und 0,25 rad liegen und zu den Maxima der FEM-Kurve passen. Die Hochpunkte der kleineren Peaks, die durch die Reibung zwischen Hammer und Amboss entstehen, sind bei der FEM-Simulation größer. Der Anstieg und der Abfall der Simulink-Kurve bei den Ausschlägen stimmt mit dem Kurvenverhalten beim FEM-Modell überein. Die Periodizität der Simulink-Kurve entspricht bis auf den Bereich der ersten drei Schläge dem Zyklus der FEM-Berechnung. Das hängt damit zusammen, dass der Hammer die Ambossarme zu unterschiedlichen Zeitpunkten verlässt. Zudem schwingt der Amboss im Simulink-Modell nach dem Kontakt mit dem starren Körper stärker nach, was mit den hohen Steifigkeitskonstanten für den Kontakt im System zu erklären ist.

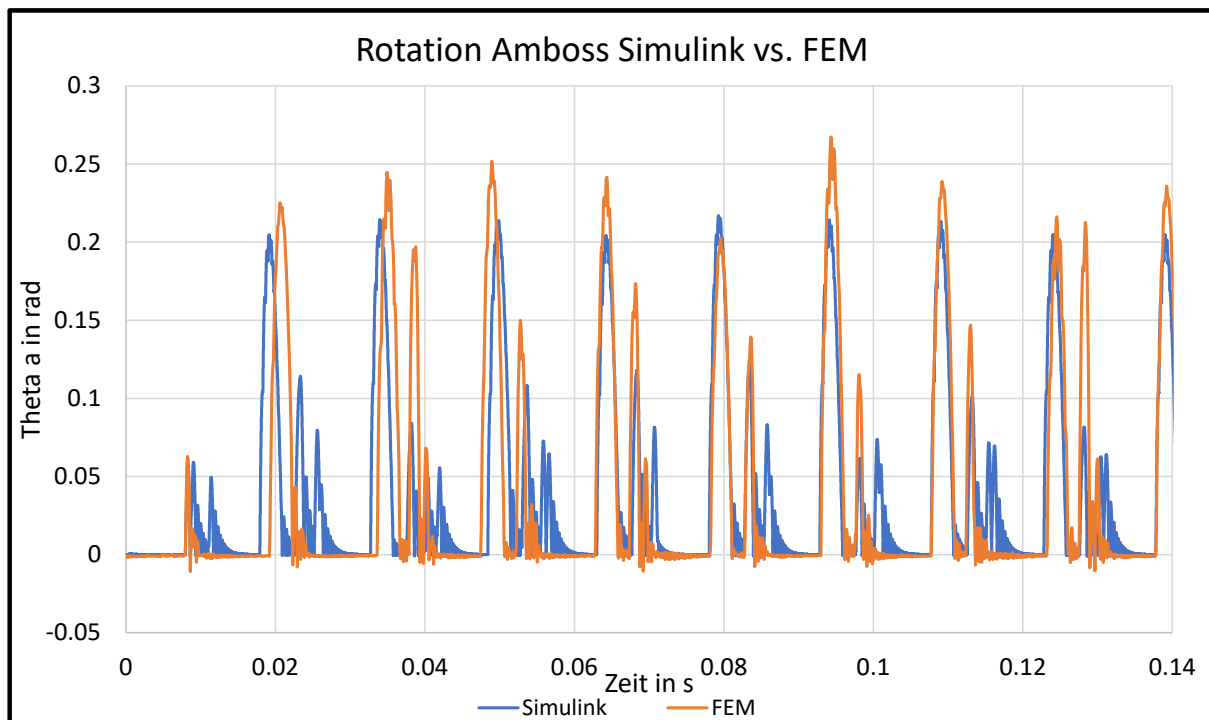


Abbildung 57: Vergleich der Ambossrotation vom Simulink- und FEM-Modell

In der Abbildung 58 ist die translatorische Bewegung des Hammers beim Simulink-Modell in Blau und beim FEM-Modell in Orange dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die lokalen Hochpunkte der blauen Kurve bei ca. 0,0055 m liegen und daraufhin kleine Ausschläge folgen. Nach ungefähr 0,008 s sinkt die Kurve, bis die lokalen Minima erreicht werden. Dies entspricht dem Kurvenverlauf der FEM-Berechnung.

Bei den ersten drei Schlägen ist zu sehen, dass die lokalen Tiefpunkte zu unterschiedlichen Zeitpunkten erreicht werden und verschiedene Werte annehmen. Demzufolge stimmt der Zeitpunkt der Schlagimpulse in diesem Bereich bei den beiden Modellen nicht überein und der Hammer befindet sich während des Schlages in unterschiedlichen Höhen. Dies hängt mit der Zeitdauer zusammen, die der Hammer auf den Ambossarmen rotiert, bevor dieser sich axial nach unten bewegt. Zudem ist die Steigung der Kurve beim Absinken für den Schlagzeitpunkt entscheidend, da damit die Geschwindigkeit beschrieben wird. Nach dieser Phase stimmen die Periodizität und die Steigung beider Kurven wieder überein.

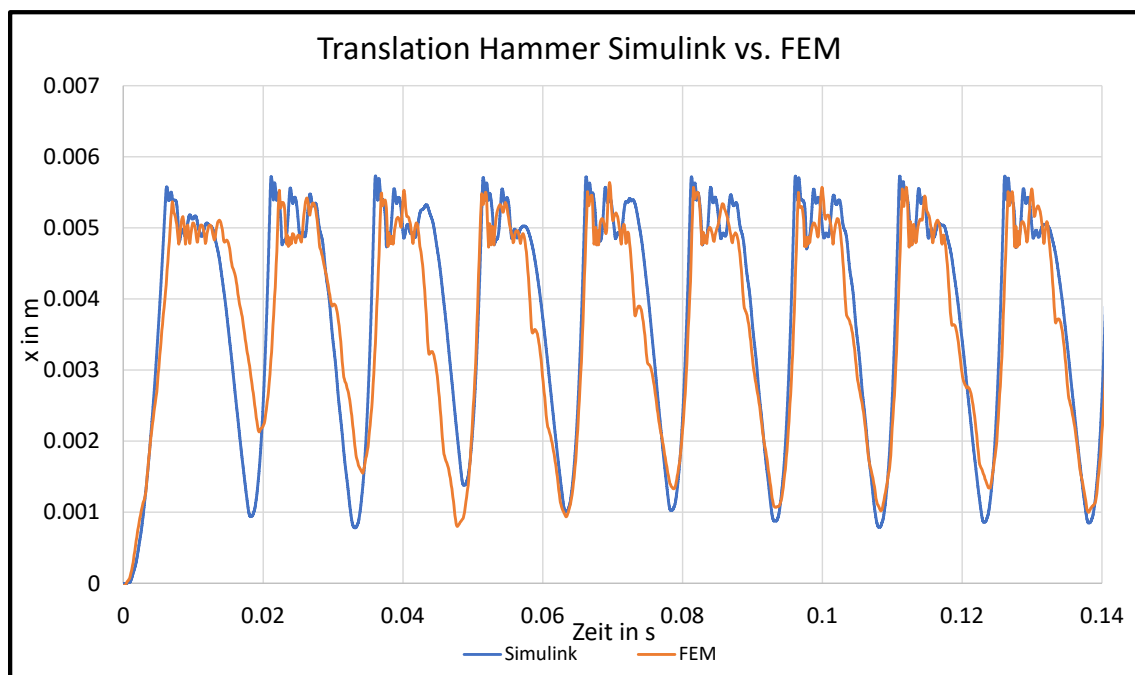


Abbildung 58: Vergleich der Translation des Hammers vom Simulink- und FEM-Modell

Der Vergleich der Rotation des Hammers ist in der Abbildung 59 zu sehen. Die Kurven der Simulink- und FEM-Berechnung stimmen weitestgehend überein. Vor dem ersten Schlag ist zu erkennen, dass der Hammer in Simulink früher beschleunigen kann, da der Anstieg der Kurve früher erfolgt. Vor dem dritten Schlag steigt die Kurve in Simulink später an. Dadurch entstehen die unterschiedlichen Zeitpunkte für den Schlag.

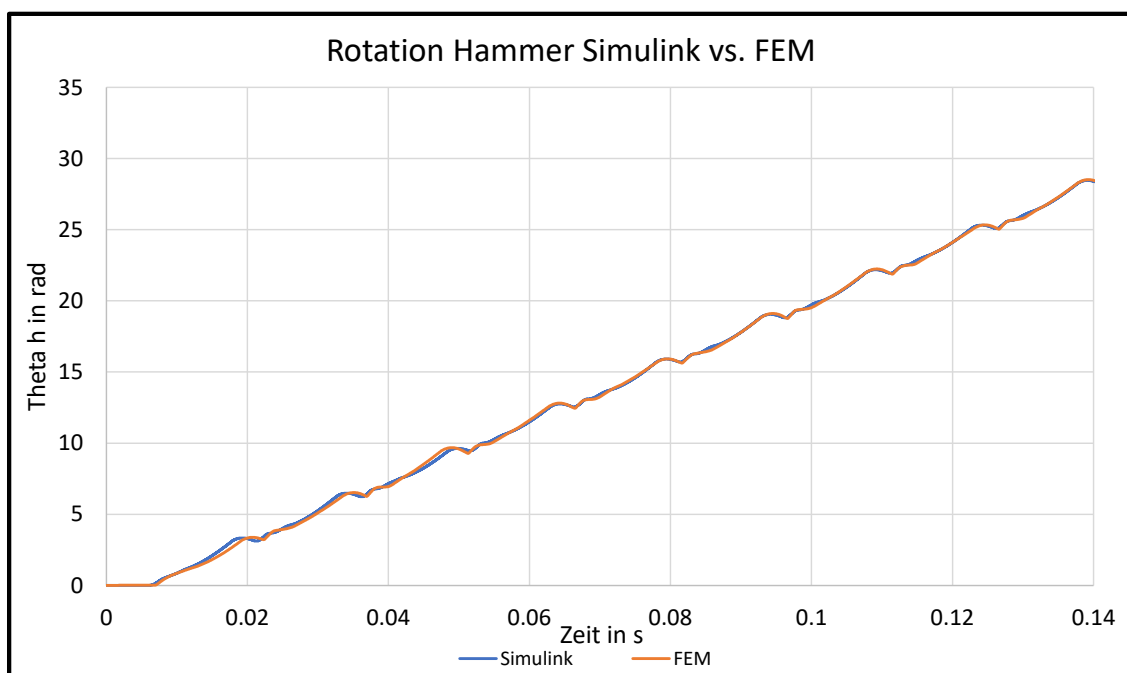


Abbildung 59: Vergleich der Hammerrotation vom Simulink- und FEM-Modell

Um die Ergebniskurven nicht nur optisch miteinander zu vergleichen, sondern auch einen objektiven Vergleich zwischen FEM- und Simulink-Daten herzustellen, wird die CORA-Methode für die weitere Validierung angewendet. Wie in Kapitel 2.6 erklärt, setzt sich das CORA-Gesamtrating aus vier Subratings zusammen, die einen Wert zwischen 0 und 1 annehmen können. Die CORA-Methode wird für die zuvor gezeigten Vergleichskurven der Bewegung der Einzelteile durchgeführt. Da das Korridor-Rating mit der höchsten Gewichtung in das Gesamtrating eingeht, wird es im Folgenden vorgestellt.

In der Abbildung 60 ist das Korridor-Rating der Ambossrotation dargestellt. Die Referenzkurve entspricht der Ergebniskurve aus dem FEM-Modell, welche in Orange zu erkennen ist. Die blaue Kurve stammt aus dem Simulink-Modell und ist die Vergleichskurve. Der äußere Korridor ist in Rot dargestellt, während der innere Korridor aus den grünen Kurven besteht. Die Korridor Grenzen werden in Relation zur Vergleichskurve erstellt. In den ersten 0,05 s fällt auf, dass sich einzelne Bereiche der blauen Kurve außerhalb des äußeren Korridors befinden, da sich die Schlagzeitpunkte zwischen den Modellen unterscheiden. Bis auf die Bereiche des Nachschwingens liegen die Datenpunkte der Simulink-Kurve im weiteren Verlauf größtenteils innerhalb des inneren Korridors. Es ergibt sich ein Korridor-Rating von 0,804 für die Rotation des Ambosses. Das CORA-Gesamtrating für die Ambossrotation liegt bei 0,663, was auf die Phasenverschiebung zu Beginn der Berechnung zurückzuführen ist. Die Darstellung der weiteren Subratings für die Ermittlung des Gesamtratings sind im Anhang D zu finden.

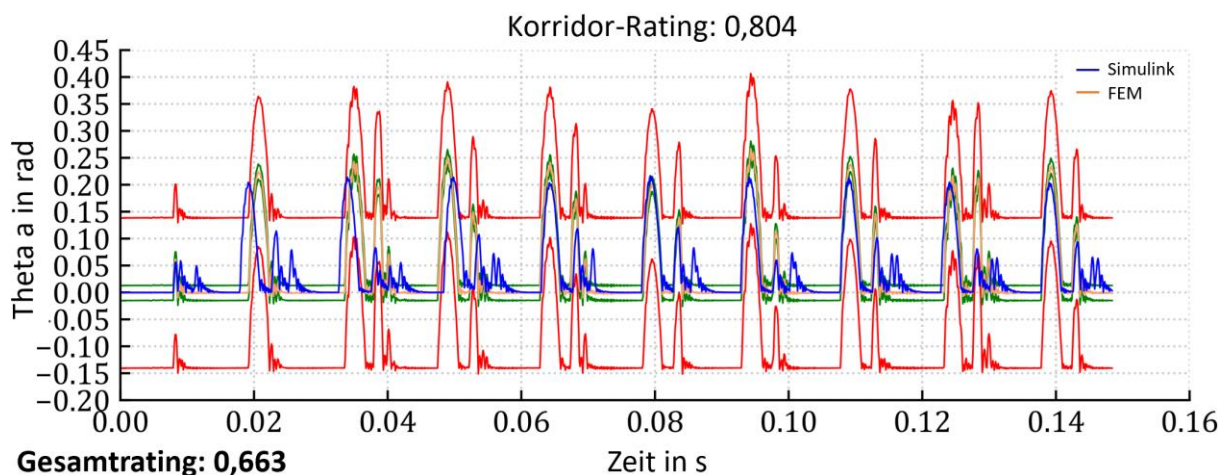


Abbildung 60: Korridor-Rating für die Rotation des Ambosses zur Validierung des Simulink-Modells

Das Korridor-Rating für die Hammerbewegung ist in der Abbildung 61 zu sehen. In dem oberen Diagramm ist der Vergleich der translatorischen Bewegung des Hammers dargestellt und im unteren Diagramm der Vergleich der Hammerrotation. In dem Diagramm der Hammertranslation ist zu erkennen, dass sich die Simulink-Kurve innerhalb des äußeren Korridors befindet. Allerdings sind Abweichungen der Datenpunkte zum inneren Korridor vorhanden. Demzufolge ergibt sich ein Korridor-Rating von 0,827 und ein CORA-Gesamtrating von 0,851. Die Kurve der Hammerrotation liegt über den gesamten Zeitverlauf innerhalb der inneren Korridor Grenzen. Somit erfolgt ein Korridor-Rating von 1 für die Hammerrotation. Aufgrund der geringen Abweichungen zu Beginn der Berechnung beträgt das CORA-Gesamtrating 0,97. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die CORA-Gesamtratings für die Bewegung der Einzelteile des Schlagschraubers hoch sind, was für ein gut validiertes Modell spricht.

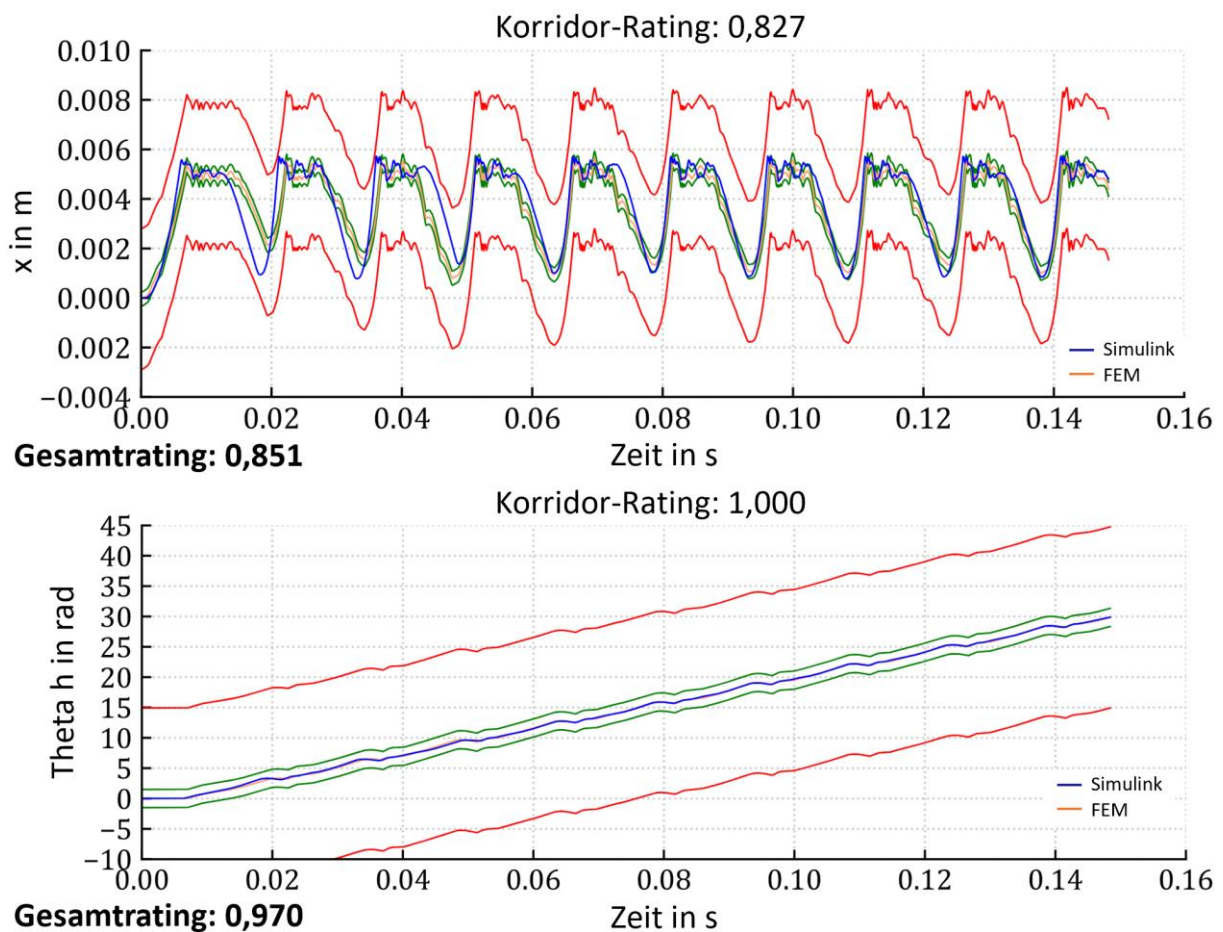


Abbildung 61: Korridor-Rating für die Hammerbewegung zur Validierung des Simulink-Modells: oben Translation des Hammers und unten Hammerrotation

Zur weiteren Validierung des Simulink-Modells werden die Ergebnisse bei Änderung von Parametern mit den FEM-Resultaten verglichen. Somit kann geprüft, wie der Einfluss der Parameter auf die Ergebnisse ist und ob sich Modelle gleich verhalten. Es werden die Ergebnisse bei der Änderung von der Wellengeschwindigkeit, der Masse des Hammers, der Federsteifigkeit und der Federvorspannkraft untersucht.

Repräsentativ für die anderen Parametereinstellungen ist in der Abbildung 62 die translatorische Bewegung des Hammers bei halber Wellengeschwindigkeit dargestellt. Sowohl bei der Simulink-Berechnung in Blau als auch bei der FEM-Simulation in Orange sind in dem Zeitraum von 0,140 s vier Schläge anhand der lokalen Minima zu erkennen. Zudem erhöht sich bei beiden Simulationen die Dauer, in der der Hammer auf den Ambossarmen rotiert. Dies ist bei der Reduzierung der Wellengeschwindigkeit zu erwarten gewesen. Die Kurven stimmen in ihrem Verlauf größtenteils überein. Anhand des optischen Vergleiches, der CORA-Methode und des Vergleichs bei unterschiedlichen Parametern zeigt das Simulation-Modell in seinen Resultaten eine gute Korrelation zu den FEM-Ergebnissen und wird deshalb als validiert angesehen. Das Ergebnis für die Amboss- und Hammerrotation bei halber Wellengeschwindigkeit sowie der Vergleich bei weiteren Parameteränderungen sind im Anhang D dargestellt.

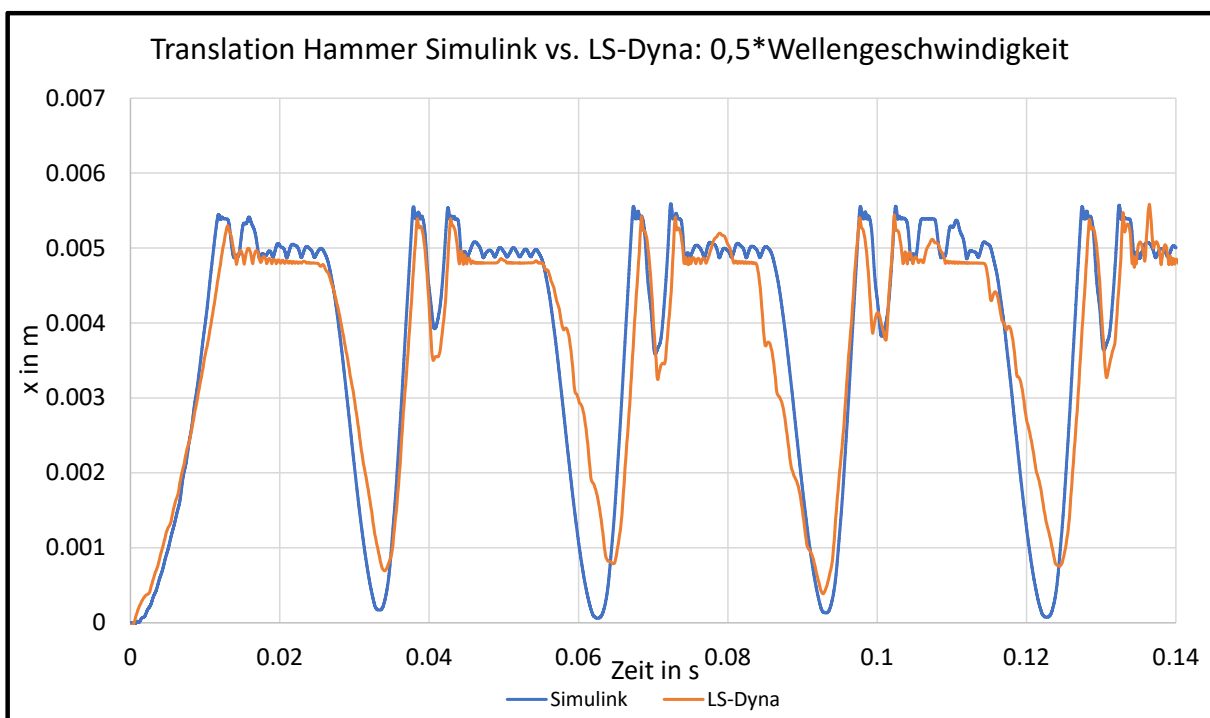


Abbildung 62: Vergleich der Hammertranslation vom Simulink- und FEM-Modell bei halber Wellengeschwindigkeit

5.3 Validierung des Simulink-Lastmodells

Wie in Kapitel 3.4 beschrieben, wurde ein vereinfachtes Simulink-Lastmodell vom Gurtprüfstand aufgebaut, um die Kopplung an das Simulink-Schlagschrauber-Modell zu realisieren und somit die Repositionierung eines vorverlagerten Insassen untersuchen zu können. Das Simulink-Lastmodell wird anhand des FEM-Modells vom Prüfstand virtuell validiert, welches auf der Basis von Systemversuchen zur Repositionierung erstellt wurde.

In der Abbildung 63 ist der Vergleich der Vorverlagerung des Dummies vom Simulink- und FEM-Lastmodell über die Zeit dargestellt. In Blau ist das Simulink-Ergebnis zu sehen und in Orange das Resultat der FEM-Berechnung. Das Diagramm zeigt, dass der Dummy zu Beginn durch die 1 g Bremslast nach vorne verlagert wird und nach ca. 0,25 s einen Vorverlagerungsweg von ungefähr 0,16 m macht. Dieser wird bei dem FEM-Modell etwas früher erreicht. Der Vorverlagerungsweg entspricht der Anforderung für den untersuchten Lastfall. Anschließend wird der Dummy in der vorverlagerten Position vom Gurtband gehalten. Bei 0,6 s wird der Vorstraffer aktiviert und der Dummy wird durch die konstante Straffkraft innerhalb von 0,25 s repositioniert. Die Vorverlagerung des Dummies stimmt in beiden Modellen qualitativ überein.

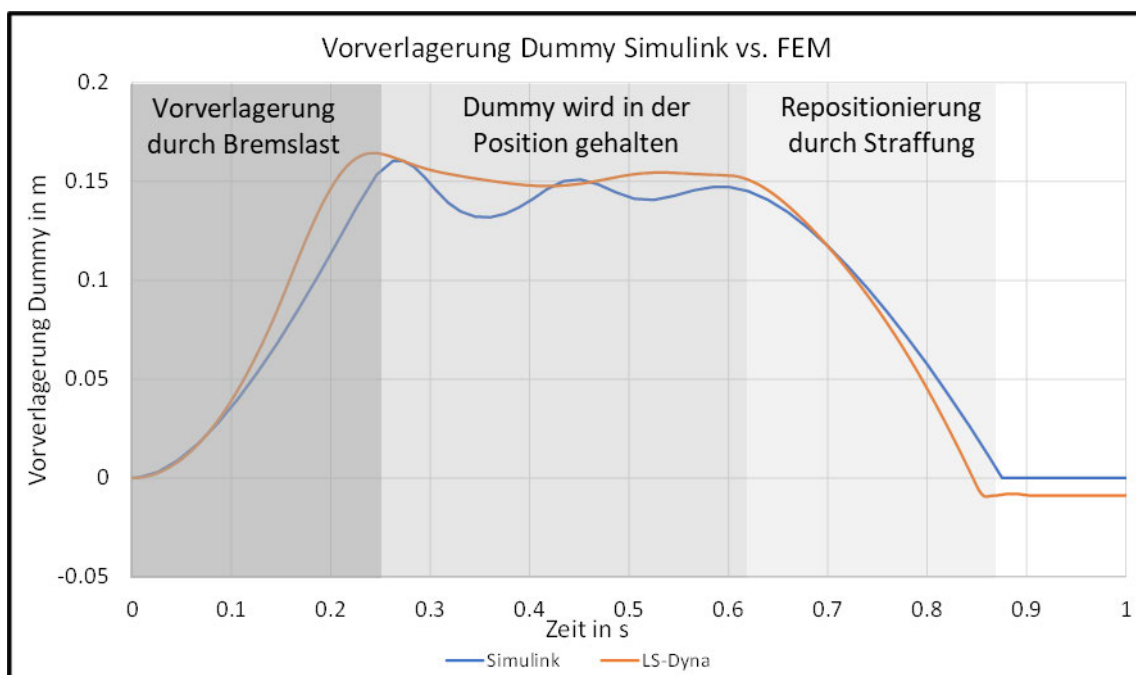
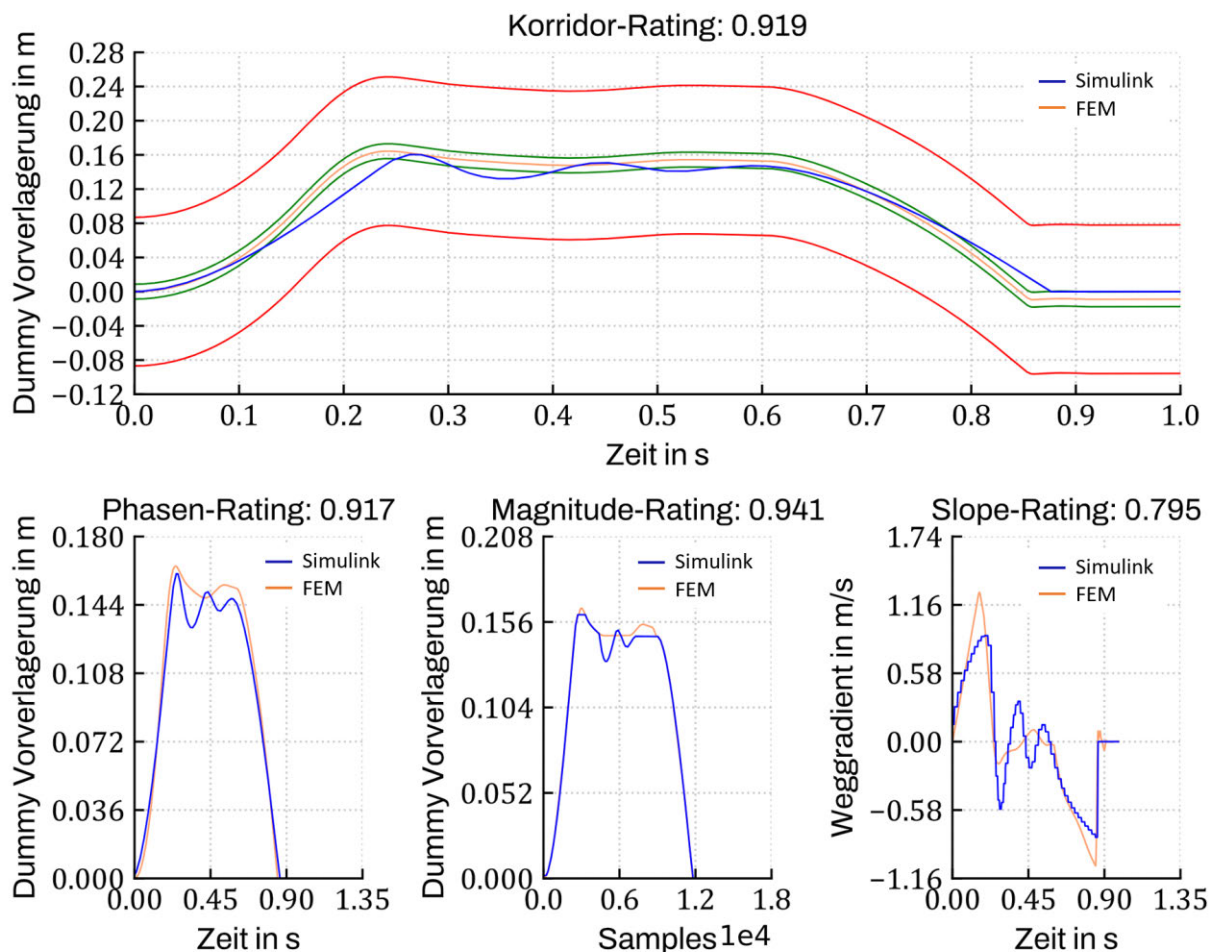


Abbildung 63: Vergleich der Vorverlagerung des Dummies vom Simulink- und FEM-Lastmodell für die Validierung

Wie bei dem Simulink-Schlagschrauber-Modell wird neben dem Vergleich der charakteristischen Eigenschaften der Kurven die CORA-Methode für die weitere Validierung angewendet. In der Abbildung 64 sind die CORA-Subratings sowie das Gesamtrating für die Dummy-Vorverlagerung zu sehen. Die blaue Kurve zeigt das Simulink-Ergebnis und in Orange ist die Dummy-Vorverlagerung aus dem FEM-Modell dargestellt. In dem Diagramm für das Korridor-Rating ist zu erkennen, dass die Kurven gut korrelieren und viele Datenpunkte innerhalb der inneren Korridor Grenzen liegen. Demzufolge beträgt das Korridor-Rating 0,919. Die Bewertungen der anderen Subratings sind ebenfalls hoch, weshalb sich ein CORA-Gesamtrating von 0,898 für den Vergleich der Vorverlagerung des Dummies der Modelle ergibt. Aufgrund der guten Übereinstimmung der Ergebnisse zu dem FEM-Modell eignet sich das Simulink-Lastmodell für die Analyse der Insassen-Repositionierung.



CORA-Gesamtrating: 0.898

Abbildung 64: Darstellung der CORA-Subratings und das CORA-Gesamtrating für die Vorverlagerung des Dummies zur Validierung des Simulink-Lastmodells

5.4 Ergebnisse des gekoppelten Modells

Das validierte Simulink-Lastmodell wurde an das validierte Simulink-Modell des Schlagschraubers gekoppelt, um die Insassen-Repositionierung zu analysieren. Dabei wird der Fokus auf die Repositionierungszeit gelegt, welche den Zeitpunkt beschreibt, in dem der Insasse aus der vorverlagerten Position vollständig zurückgezogen ist.

Wie beim Schlagschrauber-Modell wird zunächst eine Zeitschrittanalyse für das gekoppelte Modell durchgeführt, um akkurate Ergebnisse bei möglichst geringem Rechenaufwand zu erzielen. Da das gekoppelte Modell Basis für die Parameterstudie mit vielen Simulationsdurchläufen ist, ist die Rechenzeit hier von hoher Bedeutung. In der Abbildung 65 ist die Dummy-Vorverlagerung über die Zeit bei kleiner werdenden Zeitschrittweiten dargestellt. In dem Diagramm ist zu sehen, dass sich der Kurvenverlauf bei den Zeitschrittweiten von $3\text{e-}6\text{ s}$ und $2\text{e-}6\text{ s}$ zu den anderen Kurven leicht unterscheidet. Bei der sukzessiven Reduzierung der Zeitschrittweite von $1\text{e-}6\text{ s}$ auf $1\text{e-}7\text{ s}$ sind nur noch marginale Abweichungen in den Ergebnissen zu erkennen. Demnach wird für dieses Modell die Zeitschrittweite von $1\text{e-}6\text{ s}$ gewählt, wodurch bei einer Simulationsendzeit von 1 s die Rechenzeit zwei Minuten beträgt. Das Simulink-Schlagschrauber-Modell kann somit auch mit einem deutlich größeren Zeitschritt berechnet werden, ohne einen erkennbaren Einfluss auf die Repositionierungszeit.

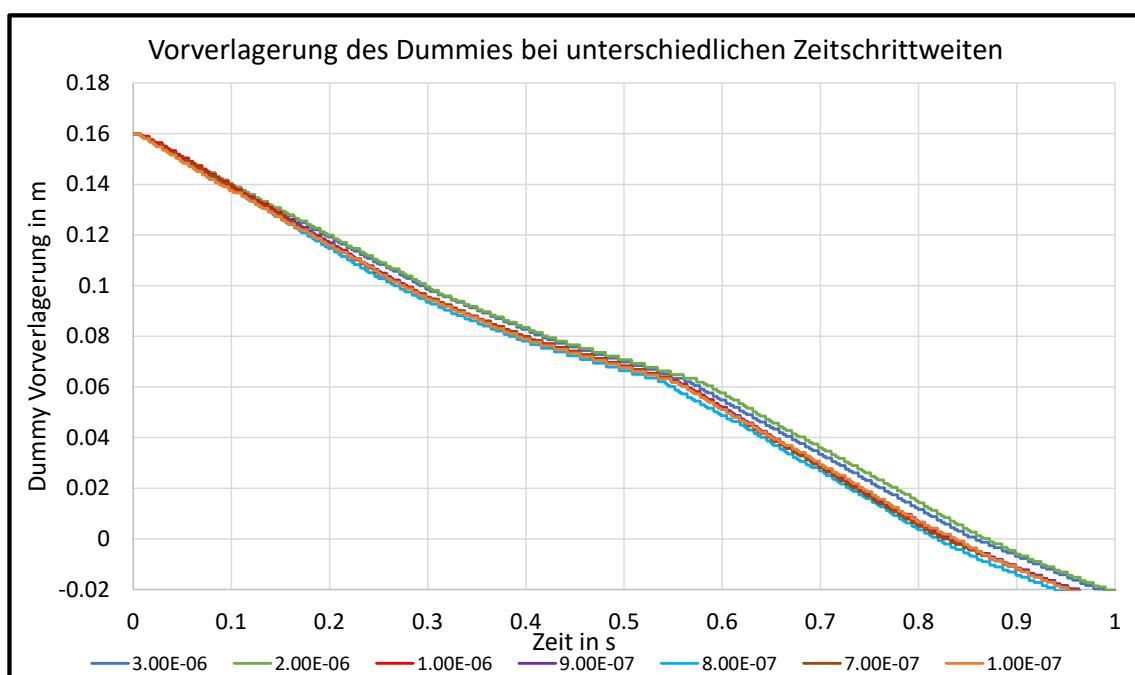


Abbildung 65: Zeitschrittanalyse für die Dummy-Vorverlagerung beim gekoppelten Modell

Aus dem gekoppelten Modell kann der Einfluss der Straffung mithilfe des Schlagschraubers auf den Verlauf der Dummy-Bewegung untersucht werden. In der Abbildung 66 ist der Verlauf der Dummy-Vorverlagerung dargestellt. In dem Diagramm ist zu erkennen, dass der Dummy aus der vorverlagerten Position von 0,16 m startet. Durch die Straffung mit dem Schlagschrauber wird der Dummy zurückgezogen und die Kurve sinkt. Bei jedem Schlag des Hammers auf den Amboss hat die Kurve einen Sprung. Folglich entsteht eine Treppenfunktion, wie es auch beim Lösen oder Anziehen von Muttern und Schraubenverbindungen mit einem Schlagschrauber der Fall ist (s. Abbildung 16). Der Dummy ist nach 0,81 s vollständig repositioniert, da die Kurve zu diesem Zeitpunkt durch den Nullpunkt geht.

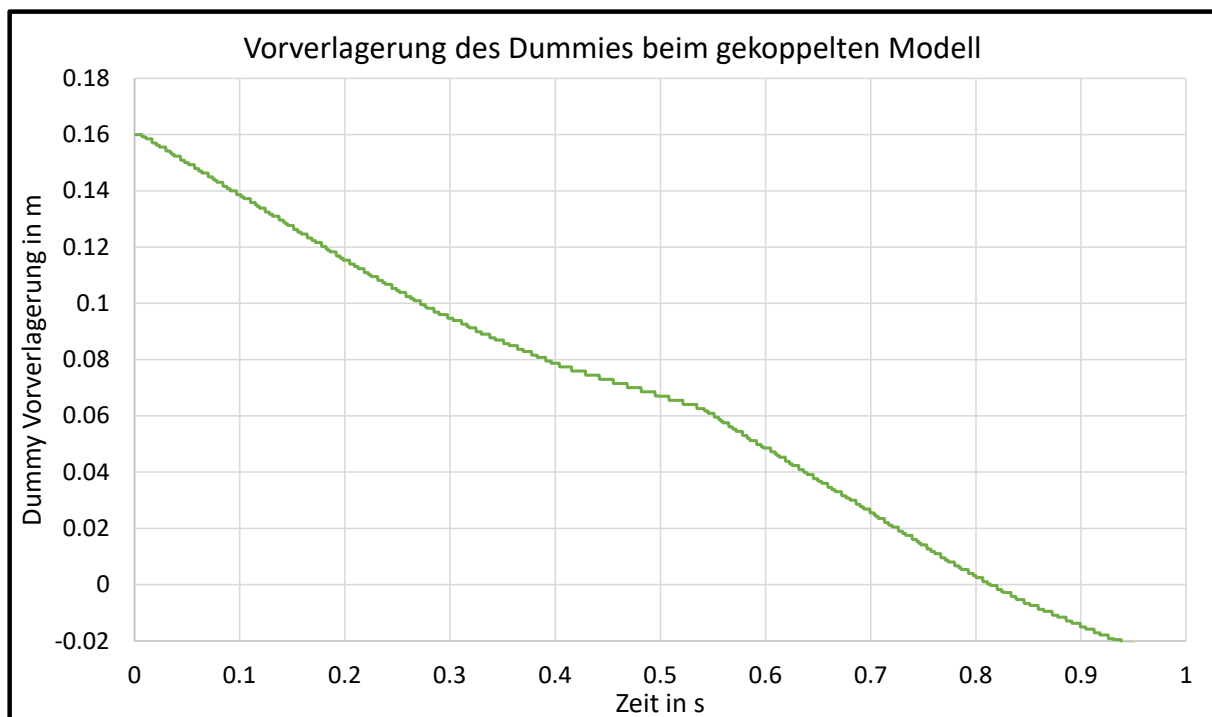


Abbildung 66: Dummy-Vorverlagerung beim gekoppelten Modell

Neben den großen Sprüngen in dem Kurvenverlauf sind kleine Sprünge zu beobachten, welche in dem Ausschnitt des Diagramms für die Dummy-Vorverlagerung in der Abbildung 67 dargestellt sind. Diese entstehen durch die Reibung zwischen dem Hammer und dem Amboss, während der Hammer auf den Ambossarmen rotiert. Die Rotation des Ambosses, die dadurch erzeugt wird, ist in der Abbildung 52 zu sehen. Dies führt neben dem Schlagimpuls ebenfalls dazu, dass der Dummy zurückgezogen wird.

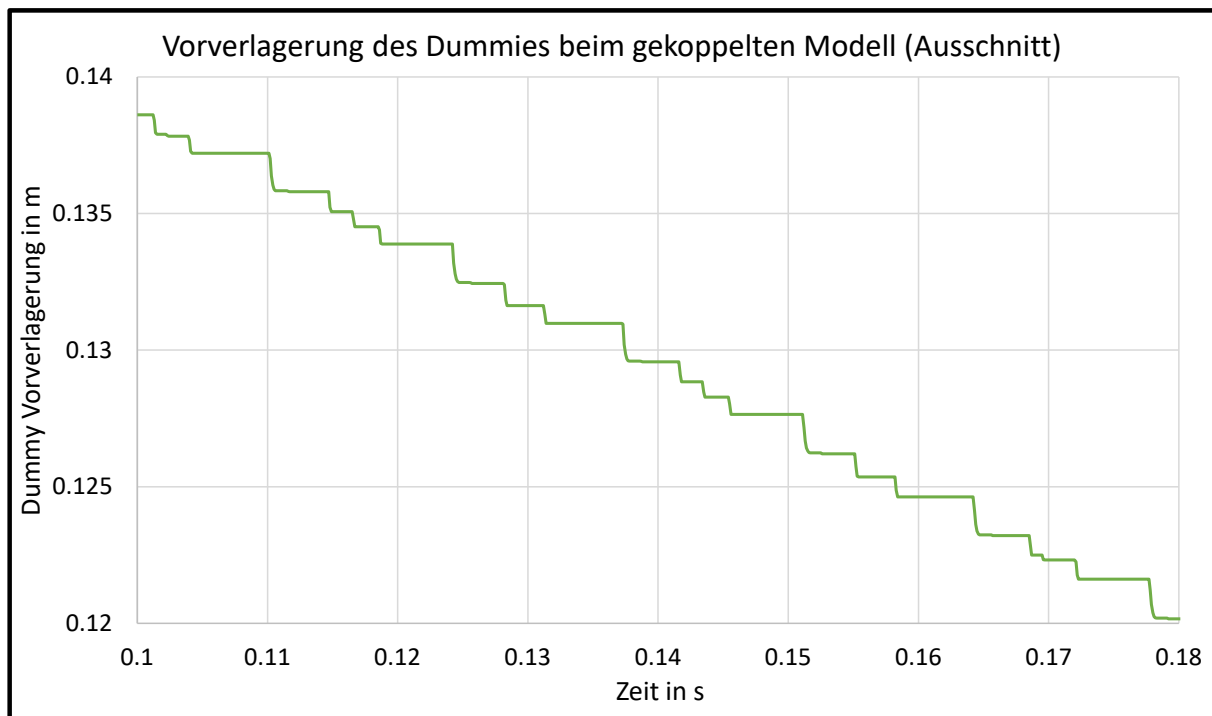


Abbildung 67: Ausschnitt Dummy-Vorverlagerung beim gekoppelten Modell

Was zudem auffällt ist, dass sich die Steigung der Kurve aus der Abbildung 66 in dem mittleren Bereich ändert. Das hängt damit zusammen, dass das gekoppelte Modell in dieser Phase den zweiten Kontaktzustand zwischen dem Hammer und dem Amboss aus der Abbildung 38 nicht korrekt erfasst. Durch diesen Effekt fehlt die Ambossrotation, die durch die Reibung entsteht und die kleinen Sprünge bleiben aus. Folglich wird der Dummy in diesem Bereich langsamer zurückgezogen. Das Phänomen ist aktuell nicht erklärbar und muss weiter untersucht werden.

5.5 Ergebnisse der Parameterstudie

Mit der Parameterstudie wird der Einfluss der definierten Parameter auf die Repositionierung des Dummies analysiert. Die untersuchten Parameter sind die Wellengeschwindigkeit, die Masse des Hammers, die Federsteifigkeit und Federvorspannkraft. Wie bei den Ergebnissen des gekoppelten Modells wird der Fokus bei dieser Analyse auf die Repositionierungszeit gelegt. Im Folgenden werden die Ergebnisse bei der Änderung eines Parameters vorgestellt, während die anderen Parameter in der Standardeinstellung sind. Somit kann die Wirkung des Parameters auf das Ergebnis für diese Konfigurationen beschrieben werden.

In der Abbildung 68 ist die Vorverlagerung des Dummies über die Zeit bei der Änderung der Federvorspannkraft dargestellt. In dem Diagramm beschreibt die grüne Kurve die Dummy-Vorverlagerung bei der Standardeinstellung der Federvorspannkraft. Die blaue Kurve zeigt die Vorverlagerung bei der minimalen Parametereinstellung mit dem Faktor 0,75 und in Orange ist die Bewegung des Dummies bei der maximalen Einstellung der Federvorspannkraft mit dem Faktor 1,5 zu sehen. Es ist zu erkennen, dass die Repositionierungszeit des Dummies bei der Erhöhung der Vorspannkraft von 0,81 s auf 0,8 s sinkt. Das entspricht einer Verbesserung von 1,2 %. Bei der Reduzierung der Federvorspannkraft ist der Dummy nach 0,84 s vollständig zurückgezogen, was im Vergleich zur Standardeinstellung um 3,7 % langsamer ist. Aus dem Diagramm geht hervor, dass die Federvorspannkraft des Schlagschraubers zwar einen Einfluss auf die Repositionierung hat, dieser aber gering ist.

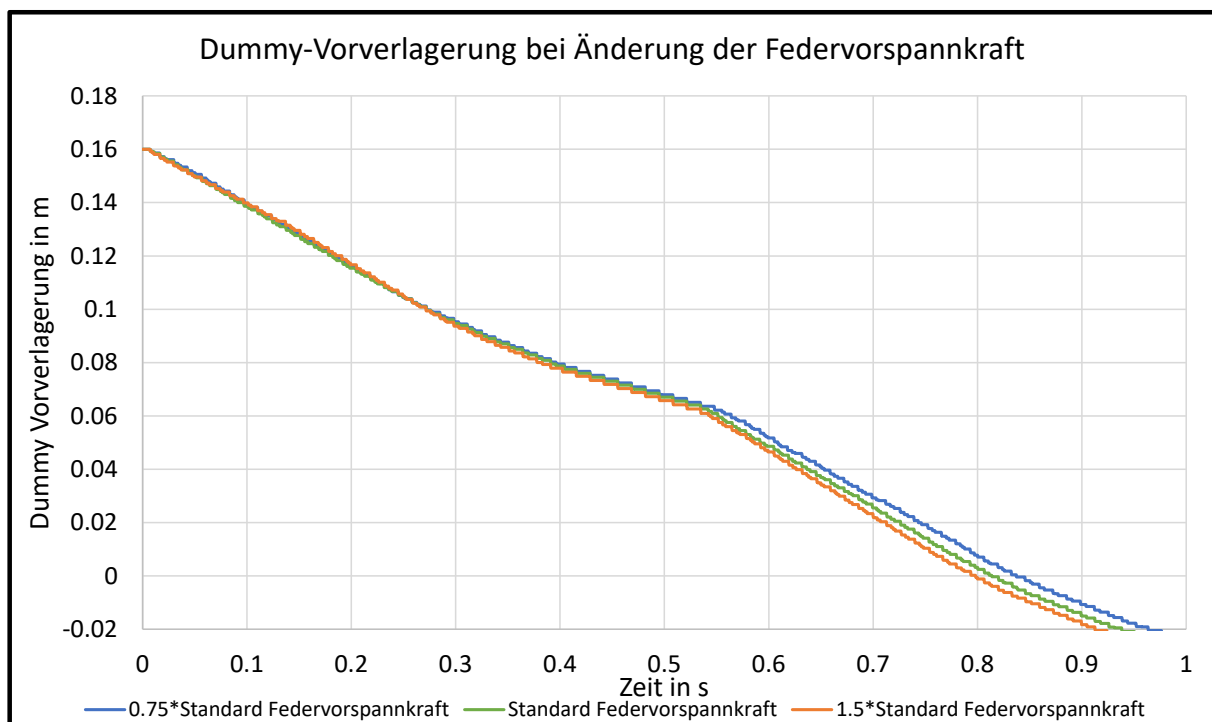


Abbildung 68: Vergleich der Dummy-Vorverlagerung bei Änderung der Federvorspannkraft

Der Vergleich der Vorverlagerung über die Zeit bei Änderung der Federsteifigkeit ist in der Abbildung 69 zu sehen. Die grüne Kurve zeigt den Verlauf bei der Standard-Federsteifigkeit, während in Blau und Orange die Vorverlagerung bei der minimalen und maximalen Parametereinstellung beschrieben wird. Die Erhöhung der

Federsteifigkeit führt zu einer Verringerung der Repositionierungszeit um 12,3 % im Vergleich zur Standard-Parametereinstellung. Anhand der blauen Kurve ist zu erkennen, dass trotz Reduzierung der Federsteifigkeit der Dummy zum gleichen Zeitpunkt rückverlagert ist wie bei der grünen Kurve. Das liegt daran, dass bei dieser Berechnung der zuvor beschriebene Effekt des zweiten Kontaktzustandes nur kurz auftritt. Somit wird die Steigung der Kurve weniger stark verändert und der Dummy wird im Vergleich schneller repositioniert. Nichtsdestotrotz kann man anhand der orangenen Kurve feststellen, dass die Federsteifigkeit des Schlagschraubers einen größeren Einfluss auf die Repositionierung hat als die Federvorspannkraft.

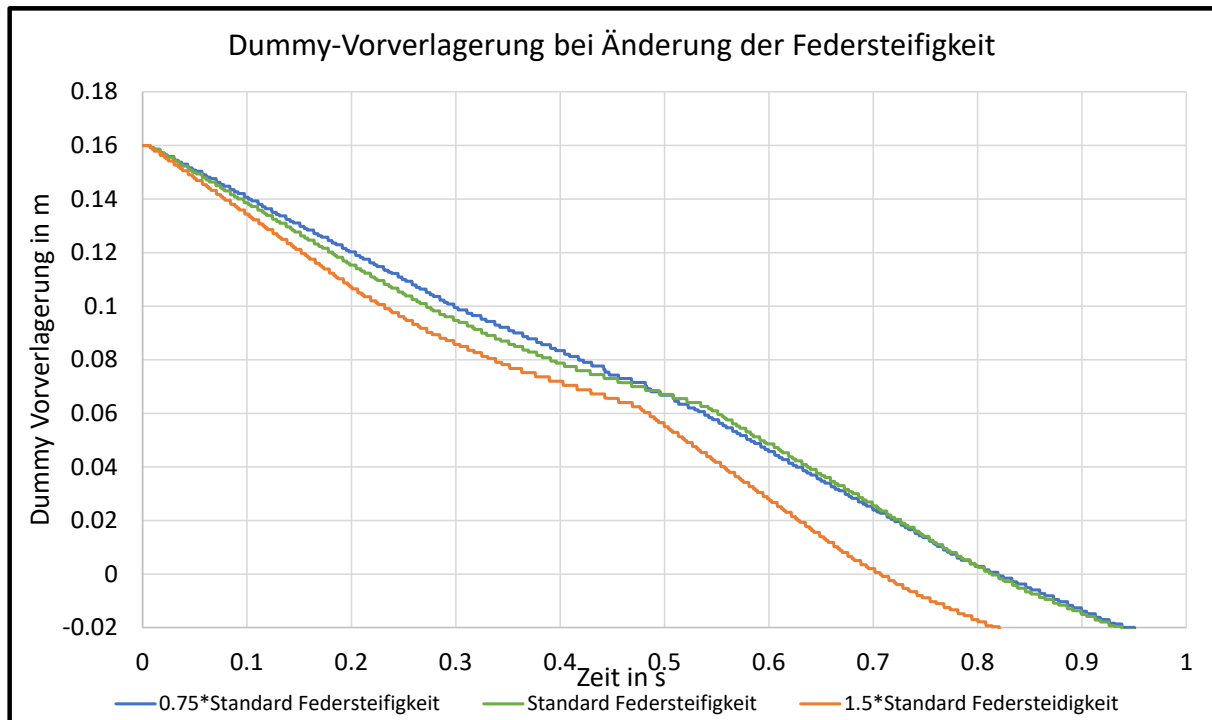


Abbildung 69: Vergleich der Dummy-Vorverlagerung bei Änderung der Federsteifigkeit

In der Abbildung 70 ist die Dummy-Vorverlagerung bei der Variation der Masse des Hammers dargestellt. Die Reduzierung der Hammermasse führt zu einer Repositionierungszeit von 0,96 s, was einer Erhöhung von 18,5 % im Vergleich zur Standard-Hammermasse entspricht. Bei der Parametereinstellung mit dem schwereren Hammer findet die vollständige Rückverlagerung nach 0,6 s statt. Im Vergleich zur Standardeinstellung wird der Dummy somit um 25.9 % schneller repositioniert. Dies zeigt, dass die Masse des Hammers eine große Wirkung auf die Rotation des Ambosses und somit auf die Repositionierung des Dummies hat.

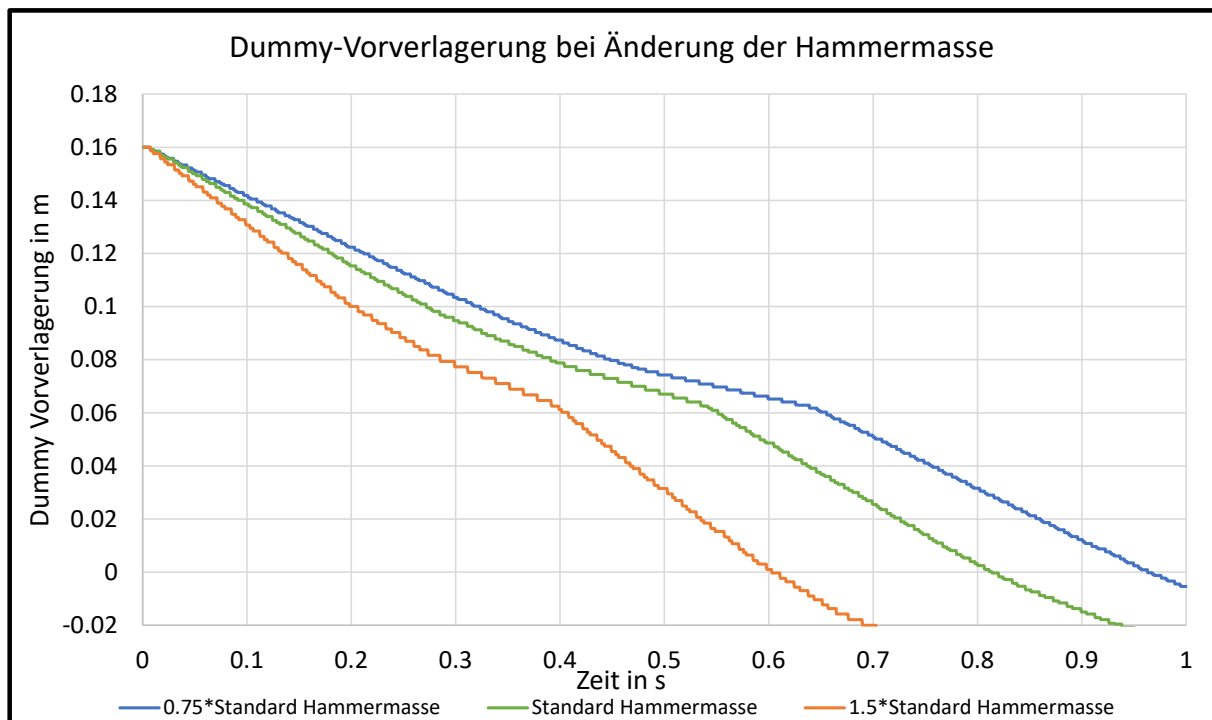


Abbildung 70: Vergleich der Dummy-Vorverlagerung bei Änderung der Hammermasse

Die Dummy-Vorverlagerung bei der Änderung der Geschwindigkeit der Welle ist in der Abbildung 71 zu erkennen. Aus dem Verlauf der blauen Kurve geht hervor, dass bei der minimalen Parametereinstellung für die Wellengeschwindigkeit der Dummy mehr als 1 s für eine vollständige Rückverlagerung braucht. Nach erneuter Berechnung mit einer längeren Simulationsendzeit bei dieser Parametereinstellung ergibt sich eine Repositionierungszeit von 1,19 s. Im Vergleich zur Standardeinstellung wird die Zeit also um 46,9 % erhöht. Durch die Einstellung der Wellengeschwindigkeit auf den maximalen Grenzwert erfolgt eine Repositionierungszeit von 0,47 s, was einer Reduzierung von 41,9 % entspricht. Anhand der Prozentangaben für den Vergleich mit der Standard-Repositionierungszeit und dem Kurvenverlauf zeigt sich, dass der Parameter der Wellengeschwindigkeit eine maßgebliche Wirkung auf das Ergebnis hat. Im Vergleich zu den anderen Parametern wird die Repositionierung des Dummies von der Geschwindigkeit der Welle des Schlagschraubers am stärksten beeinflusst.

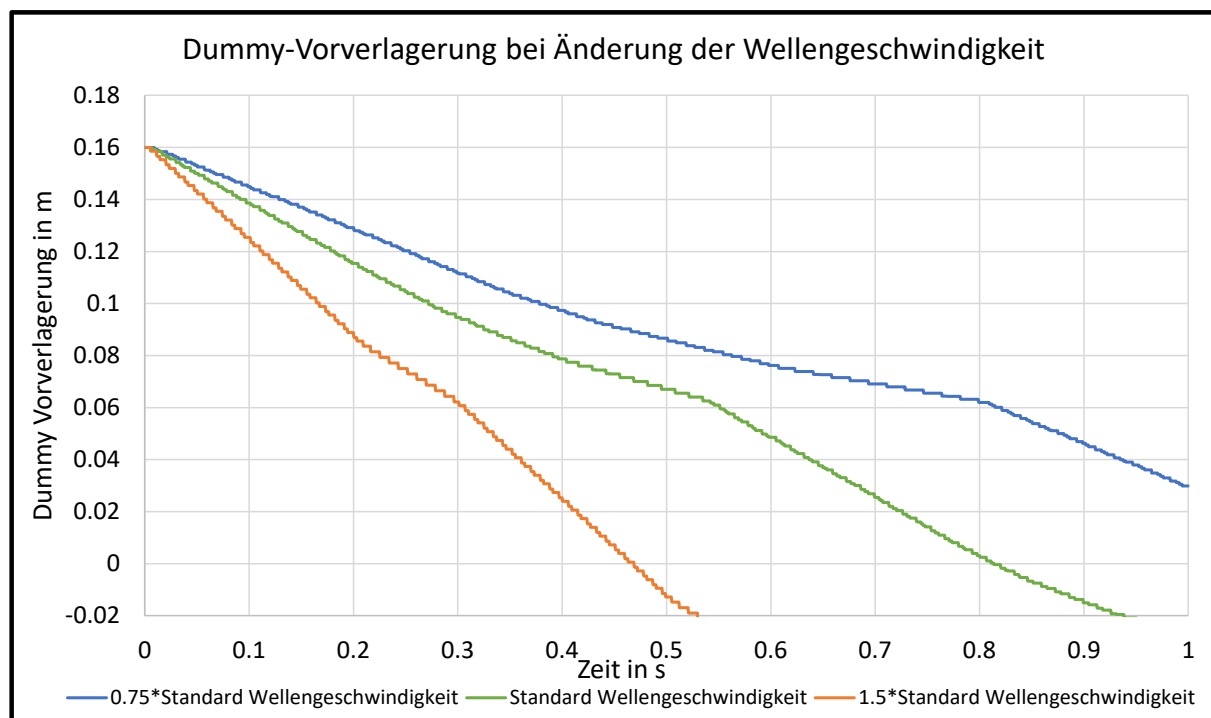


Abbildung 71: Vergleich der Dummy-Vorverlagerung bei Änderung der Wellengeschwindigkeit

In der Abbildung 72 ist der Vergleich der Vorverlagerung des Dummies bei der Grenzwerteinstellung der vier untersuchten Parameter dargestellt. Die blaue Kurve zeigt die Dummy-Bewegung bei der minimalen Grenzwerteinstellung aller Parameter und die orangene Kurve bei der maximalen Einstellung. Zum Vergleich ist in Grün der Verlauf bei der Standardeinstellung zu sehen. Bei der Multiplikation der vier Parameter mit dem Faktor 0,75 erfolgt eine vollständige Rückverlagerung nach 1,5 s. Der Zeitpunkt liegt außerhalb des Zeitbereiches des Diagramms und ist um 85,2 % größer als bei der Standardeinstellung. Die minimale Parametereinstellung zeigt somit das Ergebnis, bei dem der Dummy im Vergleich zu allen anderen Parametereinstellungen des Simulationsplan am längsten für die Repositionierung benötigt. Bei der maximalen Grenzwerteinstellung der vier untersuchten Parameter zeigt der Verlauf der orangenen Kurve eine Repositionierungszeit des Dummies von 0,3 s. Im Vergleich zur Standardeinstellung entspricht dies einer Verbesserung von 62,9 %. Folglich wird der Dummy bei der maximalen Grenzwerteinstellung am schnellsten von allen untersuchten Einstellungen der Parameterstudie repositioniert.

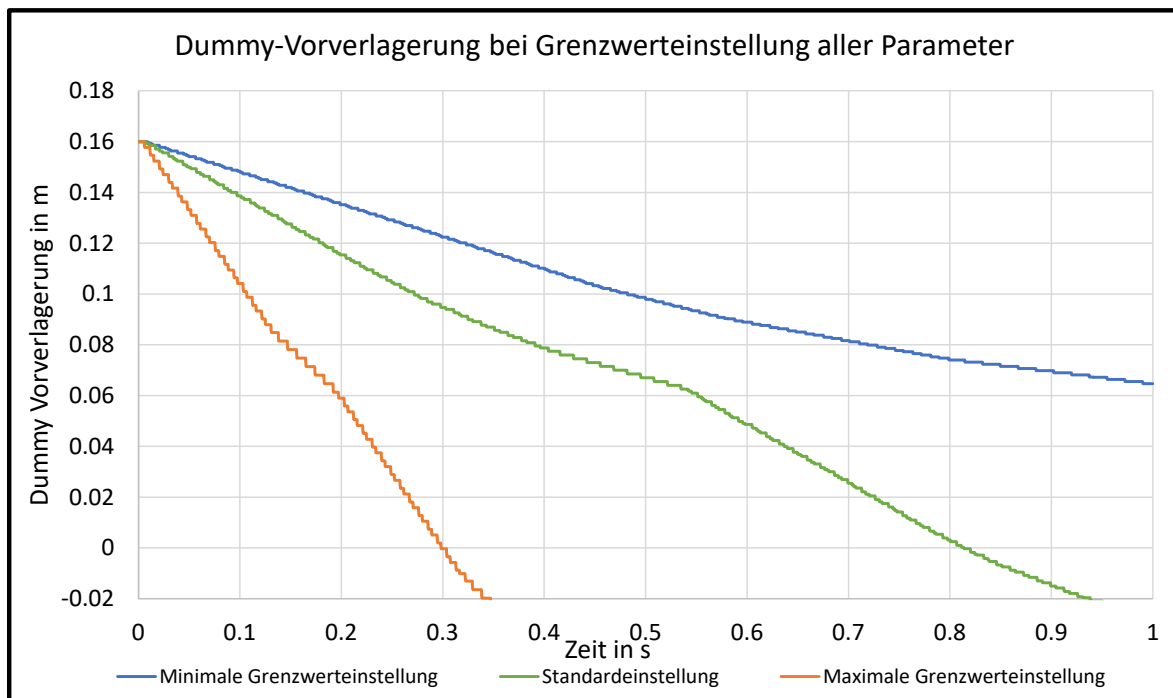


Abbildung 72: Vergleich der Dummy-Vorverlagerung bei der Grenzwerteinstellung der vier Parameter

In der Tabelle 3 sind die in diesem Kapitel vorgestellten Simulationen und die dazugehörigen Ergebnisse für die Repositionierungszeit des Dummies zusammengefasst. In der ersten Zeile ist die Simulation mit der Standardeinstellung der Parameter eingetragen. Darauf folgen die weiteren Simulationen, die anhand der Repositionierungszeit t_{Repo} in aufsteigender Reihenfolge geordnet sind. Zusätzlich ist in der äußersten rechten Spalte die Veränderung der Repositionierungszeit in Relation zum Ergebnis der Standardeinstellung t_{Repo1} in Prozent angegeben.

Tabelle 3: Übersicht der Repositionierungszeit der vorgestellten Simulationen in diesem Kapitel

Nr.	Wellengeschw.	Masse Ham.	Federsteif.	Federvorsp.	t_{Repo}	rel. zu t_{Repo1}
1	1	1	1	1	0,81	-
81	1,5	1,5	1,5	1,5	0,3	-62,9%
42	1,5	1	1	1	0,47	-41,9%
44	1	1,5	1	1	0,6	-25,9%
50	1	1	1,5	1	0,71	-12,3%
68	1	1	1	1,5	0,8	-1,2%
32	1	1	0,75	1	0,82	1,2%
14	1	1	1	0,75	0,84	3,7%
38	1	0,75	1	1	0,96	18,5%
40	0,75	1	1	1	1,19	46,9%
41	0,75	0,75	0,75	0,75	1,5	85,2%

In der Abbildung 73 ist die Repositionierungszeit des Dummies bei allen Simulationen der Parameterstudie dargestellt. Anhand der Achsen des Diagramms kann die Parameterkombination ausgewählt werden und mit dem farblichen Punkt und der Legende kann die dazugehörige Zeit für die vollständige Rückverlagerung des Dummies abgelesen werden. Bei den Parameterkombinationen, die mit einem Kreuz markiert sind, ist die Simulation abgebrochen. Anhand der Grafik ist insbesondere der große Einfluss der Wellengeschwindigkeit und der Masse des Hammers auf das Ergebnis zu erkennen. In dem unteren rechten Quadrat sind die Kombinationen mit der maximalen Grenzwerteinstellung der beiden genannten Parameter dargestellt. Es ist zu sehen, dass diese Kombinationen zu den schnellsten Zeiten für die Repositionierung des Dummies führen. Die in Grün, Blau und Türkis markierten Punkte zeigen die Parameterkombinationen auf, die in dem Bereich der geforderten Repositionierungszeit des Lastfalls von 0.45 s liegen oder noch schneller sind.

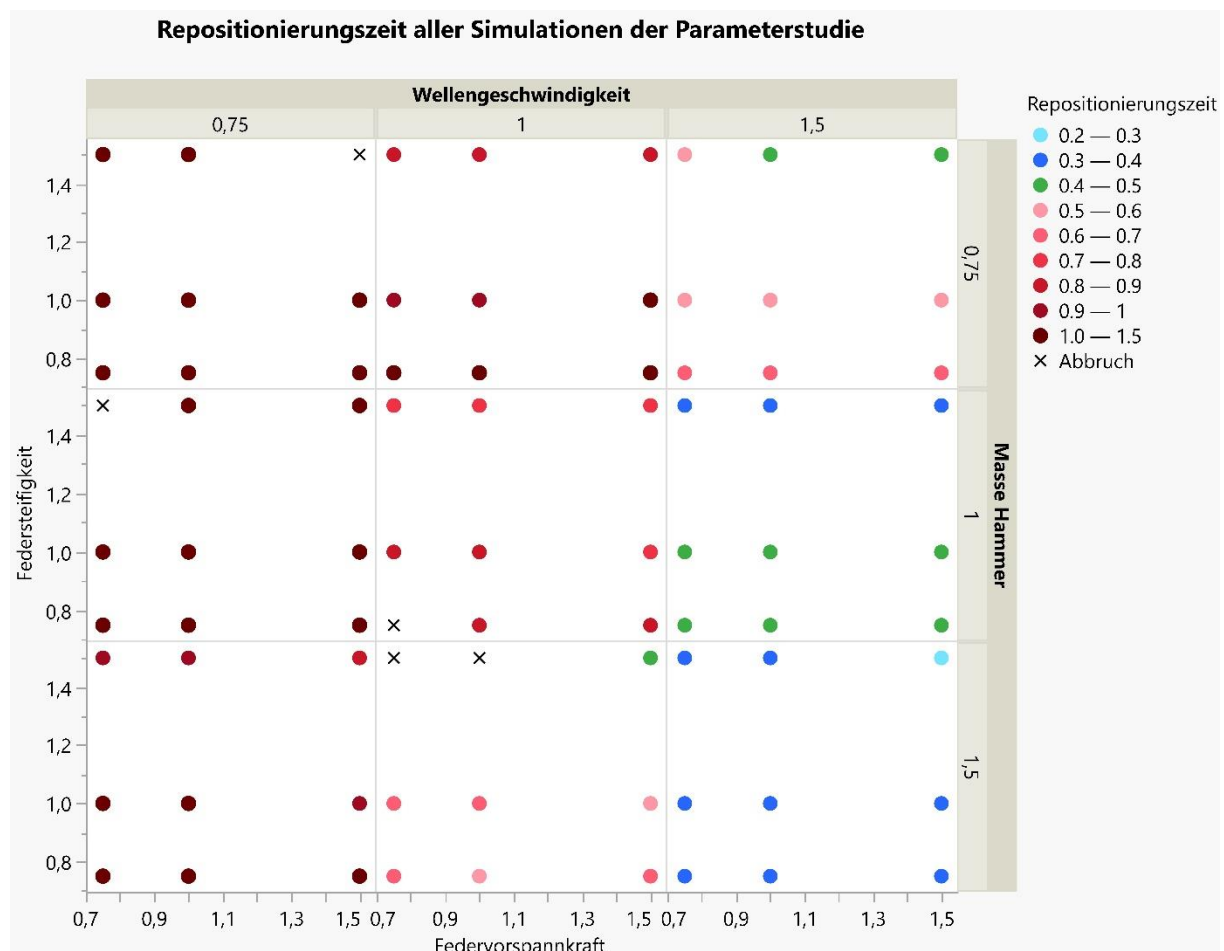


Abbildung 73: Übersicht der Dummy-Repositionierungszeit aller Simulationen der Parameterstudie

5.6 Vergleich mit einem konventionellen Vorstraffer-System

Um die Vor- und Nachteile eines Gurtstraffers mit einer Schlagschrauber-Mechanik zu erörtern, wird dieser mit einem konventionellen Vorstraffer-System eines Serien-Retraktors verglichen. Dabei werden die Hauptanforderungen der OEMs an ein Vorstraffer-System berücksichtigt. Dazu gehören insbesondere der Bauraum, die Kosten der Komponenten, die Belastung des Bordnetzes und mögliche Funktionsvorteile. Bei der Umsetzung der Schlagschrauber-Mechanik an einem Gurtstraffer ist das Ziel, den Änderungsaufwand zur Serien-Umgebung möglichst gering zu halten.

Für den Vergleich wird sich an einem aktuellen Serien-Retraktor orientiert, dessen Vorstraffer-System aus den Hauptkomponenten Motor, Getriebe, Kupplung und Elektronikintegration besteht. Das Vorstraffer-System wird an einem 12 V Bordnetz mit maximal 40 A betrieben und verwendet eine 1:32 Getriebeübersetzung. Für die Vorstrafffunktion mit 250 N Schultergurtkraft ist vom OEM eine Bordnetzbelastung von 500 W erlaubt. Da das Vorstraffer-System zusätzlich eine Komfortfunktion beinhaltet, ist die Getriebeübersetzung möglichst gering ausgelegt, um ein sanftes Gurtverhalten sicherzustellen.

Ein bereits entwickeltes Simulink-Modell des Serien-Retraktors wurde an das erstellte Lastmodell des Gurtprüfstandes gekoppelt, um die Dummy-Repositionierung bei der konventionellen Vorstraffung zu prüfen. In der Abbildung 74 ist die Dummy-Vorverlagerung bei der konventionellen Vorstraffung eines Serien-Retraktors dargestellt. Am Kurvenverlauf ist zu erkennen, dass der Dummy in der vorverlagerten Position von 0.16 m bleibt und keine Rückverlagerung erfolgt. Die durch die Vorstraffung erzeugte Schultergurtkraft von 250 N reichen nicht aus, um den Dummy zu repositionieren. Dieses Ergebnis bestätigt die Annahme und die Motivation für diese Arbeit, dass höhere Kräfte für eine Repositionierung benötigt werden und zeigt zudem die Plausibilität des Lastmodells.

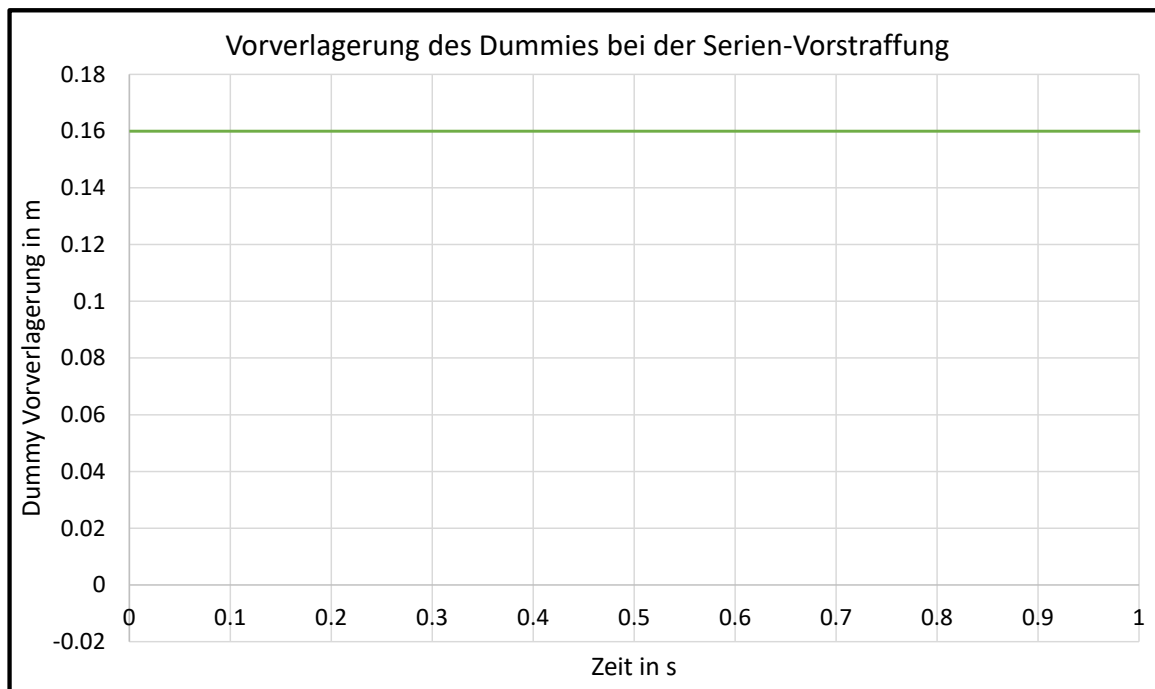


Abbildung 74: Dummy-Vorverlagerung bei der konventionellen Vorstraffung eines Serien-Retraktors

Für den fairen Vergleich mit dem Schlagschrauber-Modell muss der konventionelle Vorstraffer des Serien-Retraktors auf die Anforderungen für die Repositionierung ausgelegt werden. Dies bedeutet, dass zu der Komfort- und Vorstrafffunktion des Serien-Retraktors eine Repositionierungsfunktion hinzukommt. Das in dieser Arbeit entwickelte Lastmodell erlaubt diese Grobauslegung. Dafür wurden Simulationen unter der Variation der Parameter Getriebeübersetzung und Motorbestromung durchgeführt. Das Ergebnis der Simulationen ist, dass eine Repositionierungsfunktion des Serien-Retraktors bei einer Getriebeübersetzung von 1:60 und einer konstanten Bordnetzbelastung von 800 W vorstellbar ist.

In dem Schlagschrauber-Modell ist die Randbedingung hinsichtlich der Wellengeschwindigkeit des Makita-Schlagschraubers eingebaut. Diese hängt vom Getriebe und von Leistung des Motors ab. Der aktuell verwendete Motor des Serien-Retraktors erreicht mit der eingestellten Getriebeübersetzung nicht die äquivalente Wellendrehzahl von 2300 min^{-1} des Schlagschraubers. Mit den Randbedingungen des Serien-Retraktors und dem Einsatz eines Boosters kann die Getriebeübersetzung auf 1:15 reduziert werden, um eine hohe Abtriebsdrehzahl zu erreichen und die Anforderung bezüglich der Vorstrafffunktion mit 250 N Schultergurtkraft zu erfüllen. Bei einer Bordnetzbelastung von 500 W ergibt sich eine Wellendrehzahl von 1000 min^{-1} .

Mit der Wellendrehzahl von 1000 min^{-1} wird die Repositionierung durch die Straffung mit dem Schlagschrauber geprüft. In der Abbildung 75 ist die Dummy-Vorverlagerung bei der Wellendrehzahl von 1000 min^{-1} in unterschiedlichen Parametereinstellungen zu sehen. Der Faktor für die Parametereinstellungen gilt für die Masse des Hammers, die Federsteifigkeit und die Federvorspannkraft. Aufgrund der Reduzierung der Wellengeschwindigkeit ist eine Erhöhung der anderen Parameter mit dem Faktor 5 nötig, um eine schnelle Repositionierung zu erreichen. Dies ist anhand des Verlaufes der gelben Kurve zu sehen. Mit dieser Parametereinstellung wird die Anforderung hinsichtlich der Repositionierungszeit von 0.45 s des in dieser Arbeit untersuchten Lastfalls erfüllt. Hieran ist der große Einfluss der Wellengeschwindigkeit erkennbar, was bereits aus der Parameterstudie hervorging. Die Umsetzung der fünffachen Erhöhung der Parameter muss in einem weiteren Designschritt überprüft werden und erfordert eine CAD-Konstruktion am Retraktor. Neben der Erhöhung der Parameterwerte wäre eine Anpassung der Bordnetzbelastung denkbar, um höhere Wellengeschwindigkeiten zu erreichen und somit die Performance zu verbessern.

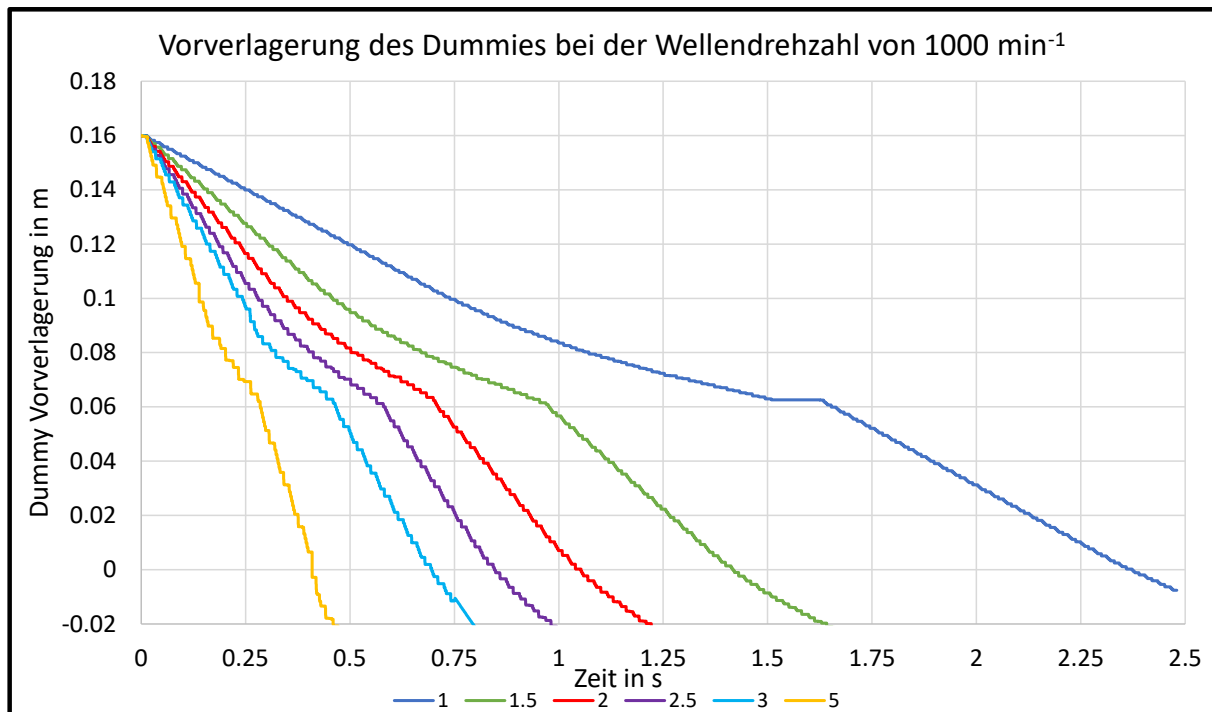
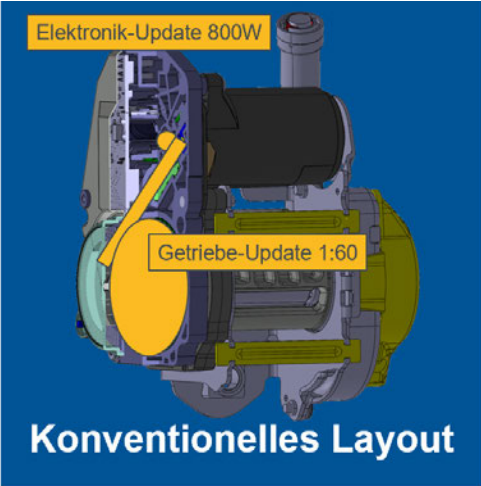
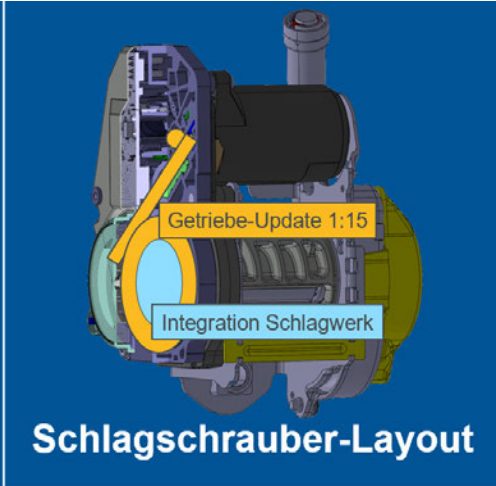


Abbildung 75: Dummy-Vorverlagerung bei der Wellendrehzahl von 1000 min^{-1} in unterschiedlichen Parametereinstellungen

In der Tabelle 4 sind die Vor- und Nachteile des konventionellen Vorstraffer-Systems und des Schlagschraubers hinsichtlich der definierten Hauptanforderungen für die Repositionierung gegenübergestellt. Die in Grün und Rot markierten Bereiche beschreiben welches System im Vor- bzw. im Nachteil ist. Beim konventionellen Layout gibt es durch die Anpassungen keine Veränderungen des Bauraums, während beim Schlagschrauber-Layout die benötigten Komponenten untergebracht werden müssen. Die Integration des Schlagwerkes stellt eine Herausforderung zur Erfüllung der Bauraumvorgaben dar. Aufgrund der neuen Komponenten für die Schlagschrauber-Mechanik fallen höhere Kosten bei diesem System an. Da für die Repositionierungsfunktion des konventionellen Systems die Elektronik auf 800 W angepasst werden müsste, bietet das Schlagschrauber-System hinsichtlich der Bordnetzbelastung Vorteile. Die Reduzierung der Getriebeübersetzung auf 1:15 bei dem Schlagschrauber-System bringt einen höheren Komfort mit sich, da die Akustik und die Haptik für den Insassen verbessert werden.

Tabelle 4: Übersicht der Vor- und Nachteile des konventionellen Vorstraffer-Systems und des Schlagschraubers hinsichtlich der Hauptanforderungen für die Repositionierung

	 Konventionelles Layout	 Schlagschrauber-Layout
Bauraum	Packageneutral umsetzbar	Unterbringung Schlagschrauberkomponenten
Kosten	Verstärkte Komponenten, Elektronikanpassung, Getriebe auf 1:60 erhöhen	Neukomponenten Schlagschrauber-Mechanik, Getriebe auf 1:15 reduzieren
Bordnetzbelastung	800W	500W
Funktionsvorteile	Komfortbeeinträchtigung durch hohe Übersetzung	Komfortverbesserung durch niedrigere Übersetzung

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die Fahrzeugsicherheit ist ein Teilbereich der Straßenverkehrssicherheit und hat das Ziel, den Insassen und den äußeren Verkehrsteilnehmern ausreichend Schutz zu bieten. Sie kann grundsätzlich in die aktive und die passive Fahrzeugsicherheit unterteilt werden. Die aktive Sicherheit beschreibt unfallvermeidende Maßnahmen, während der passiven Sicherheit Maßnahmen zur Reduzierung der Unfallfolgen zugeordnet werden. Ein wichtiger Bestandteil der passiven Sicherheit von Fahrzeugen sind Gurtsysteme, welche den Insassen im Kollisionsfall zurückhalten, um ein Aufprall mit Teilen im Fahrzeuginnenraum zu verhindern. Mithilfe von Gurtstraffern wird die Rückhaltewirkung zeitlich vorverlagert, da der Insasse durch die Straffung des Gurtbandes früher an der Fahrzeugverzögerung teilnehmen kann.

Neben den pyrotechnischen Straffern werden heutzutage zusätzlich reversible Vorstraffer eingesetzt, bei denen die Straffung vor dem Eintreten des Unfalls aktiviert wird. Der Insasse kann in Bezug auf die Fahrzeugsicherheit kritische Sitzpositionen vor einer Kollision einnehmen. Diese Positionen treten beispielsweise dann auf, wenn der Fahrer in das Handschuhfach greift oder das Touchscreen bedient. In diesem Zustand befindet sich der Fahrer in einer vorverlagerten Position, welche die Rückhaltewirkung des Gurtes im Kollisionsfall beeinträchtigt. Die aktuellen reversiblen Vorstraffer sind aufgrund der geringen Straffleistung nicht in der Lage, einen bereits vorverlagerten Insassen zurückzuziehen.

Ein Schlagschrauber ist ein Werkzeug zum Anziehen oder Lösen von Schrauben und Muttern. Der Vorteil gegenüber herkömmlichen Drehschraubern liegt darin, dass durch einen kurzzeitigen Schlagimpuls ein höheres Drehmoment erreicht wird. Die Erhöhung des Momentes wird durch ein Schlagwerk umgesetzt. Dabei wird die Antriebsenergie des Motors über eine Feder gespeichert und periodisch innerhalb kurzer Zeit von einem Hammer in einen tangentialen Schlag auf einen Amboss umgesetzt. Es entstehen Momentenspitzen, die zu einem ruckartigen Anziehen oder Lösen der Schraube bzw. Mutter führen. In dieser Arbeit wird die Vorstraffung mithilfe einer Schlagschrauber-Mechanik untersucht und geprüft, ob durch die Erhöhung der Gurtkraft eine Repositionierung des Insassen möglich ist.

Um das reale Bewegungsverhalten eines Schlagschraubers und den Einfluss des Schlages abzubilden, wird ein FEM-Modell in LS-DYNA aufgebaut. Bei der Erstellung des Modells wird sich an einem Makita-Schlagschrauber orientiert. Dabei werden die Einzelteile in CATIA V5 realitätsnah konstruiert. Die Geometrie wird vernetzt und die Materialien und Randbedingungen sowie die Kontakteigenschaften werden in das Modell eingebaut. Auf der Basis des FEM-Modells wird ein Simulink-Modell vom Schlagschrauber erstellt, um ein schnell anpassbares Modell mit geringerem Rechenaufwand für eine folgende Parameterstudie zu erhalten. Das Simulink-Schlagschrauber-Modell besteht aus Differentialgleichungen zur Beschreibung der Bewegung der Einzelteile. Zwischen den Einzelteilen wird die Wechselwirkung über Kontaktkräfte und Bedingungen für Kontaktzustände bestimmt.

Potentielle kritische Sitzpositionen wurden im Vorfeld dieser Arbeit zusammengefasst und nach dem Vorverlagerungsweg des Insassen eingeteilt. Diese Positionen wurden nach ihrer Auftrittswahrscheinlichkeit geordnet. Mithilfe von Annahmen bezüglich der Zeitfenster für die Vorstraffung wurden daraus Lastfälle abgeleitet. In dieser Arbeit wird der Lastfall mit der höchsten Auftrittswahrscheinlichkeit analysiert, bei dem ein Insasse bei einer Vorverlagerung von 0.160 m in 0.45 s gegen eine konstante Bremslast von 1 g repositioniert werden soll. Dafür wird ein FEM-Lastmodell aufgebaut, welches auf Vor-Crash-Systemversuche an einem Gurt-Prüfstand basieren. Für die Kopplung mit dem Simulink-Schlagschraubers-Modell wird der Gurt-Prüfstand als ein vereinfachtes Modell in Simulink aufgebaut, bei dem der Dummy als ein Massenrotationspunkt beschrieben wird. Das Simulink-Modell dient als Lastmodell für die Untersuchung.

Das abgebende Moment des Schlagschraubers hängt maßgeblich vom Schlagimpuls ab. Die definierten Parameter für den Schlag sind die Wellengeschwindigkeit, die Masse des Hammers, die Federsteifigkeit und die Federvorspannkraft. Um den Einfluss dieser Parameter auf die benötigte Zeit für die Dummy-Repositionierung zu ermitteln, wird eine Parameterstudie durchgeführt. Dafür wird ein Simulationsplan mithilfe der statischen Versuchsplanung erstellt. Bei einem vollfaktoriellen Plan werden alle möglichen Kombinationen durch die Variation der Parameter auf mehreren Ebenen geprüft. Es wird der Standardwert sowie ein minimaler und maximaler Grenzwert für die Parameter analysiert. Bei der Variation der Parameter entstehen 81 Kombinationen, die mithilfe eines MATLAB-Skriptes automatisiert simuliert werden.

Aus der Plausibilitätsüberprüfung des FEM-Schlagschrauber-Modells ist zu entnehmen, dass der Bewegungsverlauf der Einzelteile der Funktionsweise eines realen Schlagschraubers entspricht. Der Effekt des Schlagimpulses auf die Bewegung ist in den Ergebnissen zu erkennen. Das Simulink-Schlagschrauber-Modell wird anhand der FEM-Ergebnisse validiert. Hierfür wird zunächst eine Zeitschrittanalyse durchgeführt, um genaue Ergebnisse bei möglichst geringen Rechenzeiten zu ermitteln. Der optische Vergleich der charakteristischen Eigenschaften der Kurvenverläufe und die Bewertung über die CORA-Methode zeigen eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse. Dies trifft auch auf das Simulink-Lastmodell zu, welches anhand der Ergebnisse des FEM-Modells des Gurt-Prüfstandes validiert wird.

Mit einer erneuten Zeitschrittanalyse wird für das gekoppelte Modell eine Zeitschrittweite für ein akkurates Ergebnis bestimmt. Das Ergebnis der Simulation mit dem gekoppelten Modell ist, dass der Dummy durch die Straffung mit dem Schlagschrauber nach 0,81 s repositioniert ist. Anhand des Kurvenverlaufs der Dummy-Vorverlagerung ist eine Treppenfunktion ersichtlich, die bei jedem Schlag zwischen dem Hammer und dem Amboss einen Sprung hat. Aus der Parameterstudie geht hervor, dass die Federvorspannkraft den geringsten und die Wellengeschwindigkeit den größten Einfluss auf die Repositionierungszeit hat. Bei den Parameterkombinationen mit dem maximalen Grenzwert für die Wellengeschwindigkeit und der Hammermasse wird die geforderte Repositionierungszeit des untersuchten Lastfalls erfüllt.

Bei einem konventionellen Vorstraffer-System eines Serien-Retraktors ist durch die Erhöhung der Getriebeübersetzung und der Bordnetzbelastung eine Repositionierung vorstellbar. Für den fairen Vergleich werden bei der Schlagschrauber-Auslegung die Randbedingungen des Serien-Retraktors verwendet und die Repositionierung mit der daraus resultierenden Wellengeschwindigkeit geprüft. Das konventionelle Vorstraffer-System bietet bei einer Repositionierungsfunktion Vorteile hinsichtlich des Bauraums und der Kosten, da die Änderungen gering bleiben. Beim Schlagschrauber-System stellen die zusätzlichen Komponenten eine Herausforderung für den Bauraum dar und es entstehen höhere Kosten. Dafür benötigt das Schlagschrauber-System eine geringere Bordnetzbelastung und bringt durch die geringere Getriebeübersetzung Komfortverbesserungen mit sich.

Da im Rahmen dieser Arbeit keine Versuche mit einem realen Schlagschrauber gemacht werden konnten, wurden die Ergebnisse des Simulink-Schlagschrauber-Modells mit den Ergebnissen des FEM-Modells verglichen. Es fand also eine virtuelle Validierung anhand von plausiblen Simulationsergebnissen statt. In einer weiterführenden Untersuchung sollten zur Absicherung Hardwareversuche mit einem Schlagschrauber durchgeführt werden. Denkbar wäre beispielsweise eine Drehmomentmessung, um das Moment beim Schlag vom Hammer auf den Amboss zu bestimmen. Zudem wäre die Messung der aus dem Schlagimpuls resultierenden Rotation des Ambosses sinnvoll. Die versuchstechnisch ermittelten Testergebnisse könnten dann mit den Simulationsdaten zur weiteren Validierung abgeglichen werden.

Bei der Modellierung des Schlagschraubers in dieser Untersuchung wurde sich auf die Bewegung der Welle, des Hammers und des Ambosses fokussiert. Für die Rotation der Welle wurde eine zeitabhängige Wellengeschwindigkeit vorgegeben, die sich an den technischen Daten des Makita-Schlagschraubers orientiert. Für eine genauere Beschreibung der Wellenbewegung müsste in einer zukünftigen Studie die Interaktion mit dem Getriebe und dem Motor zusätzlich abgebildet werden. Somit könnte deren Einfluss näher untersucht werden und ein guter Abgleich mit Testergebnissen aus Hardwareversuchen mit einem Schlagschrauber wäre möglich.

In dem Simulink-Lastmodell wurde der Dummy mithilfe eines Massenrotationspunktes vereinfacht abgebildet. Das Modell stellt somit eine Idealisierung des Gurt-Prüfstandes dar. Die Bewegung des Dummy-Massenrotationspunktes zeigt durch den Vergleich mit den FEM-Resultaten ein valides Ergebnis. Nichtsdestotrotz sollte in einem nachfolgenden Schritt eine Erweiterung des Simulink-Lastmodells erfolgen, bei dem unter anderem die Steifigkeiten und Elastizitäten des Dummies näher beschrieben werden. Das würde einer Annäherung des Lastmodells an das Modell des Gurt-Prüfstandes entsprechen. Da der Dummy an dem Gurtprüfstand drehbar gelagert ist, führt dieser eine rotatorische Bewegung aus. Demzufolge wird die Vorverlagerung des Dummies über die Bewegung des Oberkörpers bestimmt. Um den Einfluss der Straffung durch den Schlagschrauber auf die Beckenbewegung eines Insassen zu untersuchen, müsste ein Modell erstellt werden, bei dem eine Verschiebung des Beckens möglich ist. Dieses Modell könnte beispielsweise auf einen Schlittenaufbau mit einer Teilkarosse basieren, in dem ein vollständiger Dummy enthalten ist.

In einem ersten Simulationsdurchlauf wurde der Einfluss der definierten Parameter für den Schlagimpuls auf die Repositionierungszeit des Dummies untersucht. Für eine detailliertere Untersuchung zur Optimierung des Schlagschraubers für den Einsatz als Vorstraffer müssten weitere Simulationen durchgeführt werden, bei denen der Wertebereich der Parameter schrittweise eingegrenzt wird. Somit kann eine optimale Parametereinstellung unter der Berücksichtigung von Bauraum- und Gewichtsvorgaben sowie der Kosten bestimmt werden. Dabei wäre das Ziel, die Anforderungen hinsichtlich der Repositionierungszeit bei möglichst geringem Integrationsaufwand des Schlagschraubers am Retraktor zu erfüllen.

7 Literaturverzeichnis

- Andel 2008** ANDEL, B. (2008). *Schlagschrauber* (EP 2 140 976 B1). Deutsches Patent- und Markenamt. [DPMAreger | Originaldokument - EP000002140976B1](#)
- Autoliv** Autoliv B.V. & Co. KG. Elmshorn: Autoliv B.V. & Co. KG; interne Quelle, nicht öffentlich zugänglich
- Autoliv 2017** Autoliv B.V. & Co. KG: *Aufbau der einzelnen Teilsysteme eines Gurtsraffers*. Elmshorn: Autoliv B.V. & Co. KG, 2017; interne Quelle, nicht öffentlich zugänglich
- Betz et al. 2013** BETZ, H.P.; SEITZER, D.; KARL, R. (2013). *Endbeschlagstraffer für ein Sicherheitsgurtsystem* (DE 10 2011 117 055 A1). Deutsches Patent- und Markenamt. [DPMAreger | Patente - Registerrauskunft](#)
- Birk et al. 2019** BIRK, K.; BOGENRIEDER, R.; MERZ, U.; NIERLA, C.; SEYFFERT, M. (2019). *Verfahren zur dynamischen Fixierung* (DE 10 2018 002 559 A1). Deutsches Patent- und Markenamt. [DPMAreger | Patente - Registerrauskunft](#)
- Botsch & Utschick 2020** BOTSCH, M.; UTSCHICK W.: *Fahrzeugsicherheit und automatisiertes Fahren*. München: Carl Hanser Verlag, 2020
- Böhme 2020** BÖHME, M.: *Potentiale passiver Sicherheit in Frontalcrashs*. Wiesbaden: Springer Nature, 2020

- Bugarcic et al. 2021** BUGARCIC, D.; BOGENRIEDER, R.; RICHERT, J. (2021). *Verfahren zum Betrieb eines reversiblen Gurtstraffers* (DE 10 2021 002 042 A1). Deutsches Patent- und Markenamt. [DPMAregister | Patente - Registerauskunft](#)
- Burg & Moser 2007** BURG, H.; MOSER, A. (Hrsg.): *Handbuch Verkehrsunfallrekonstruktion*. Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2007
- DPMA 2024** DPMA: *65 Jahre Dreipunktgurt*, 2024. - [DPMA | 65 Jahre Dreipunktgurt](#) (06.06.2024)
- ECE-R16 2018** ECE-R16: *Regelung Nr. 16 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UNECE)*, 2018
- Eickhoff 2012** EICKHOFF, B.: *Analyse, Mechanismen und Reduktion gurtinduzierter Thoraxbelastungen im Frontalcrash*. Hamburg, Helmut-Schmidt-Universität, Maschinenbau, 2012
- Eisenhut 2024** EISENHUT, C.: *Statistische Versuchsplanung (Design of Experiments - DoE) – Faktorieller Versuchsplan*, 2024. [Statistische Versuchsplanung DoE - faktorieller Versuchsplan \(lernort-mint.de\)](#) (18.06.2024)
- Fang 2023** FANG, X.: *Karosserieentwicklung und -Leichtbau*. Berlin: Springer-Verlag, 2023
- FR 2019** Frankfurter Rundschau: *Neue Airbags sollen Autos sicherer machen*, 2019. - [Neue Airbags sollen Autos sicherer machen \(fr.de\)](#) (17.04.2024)

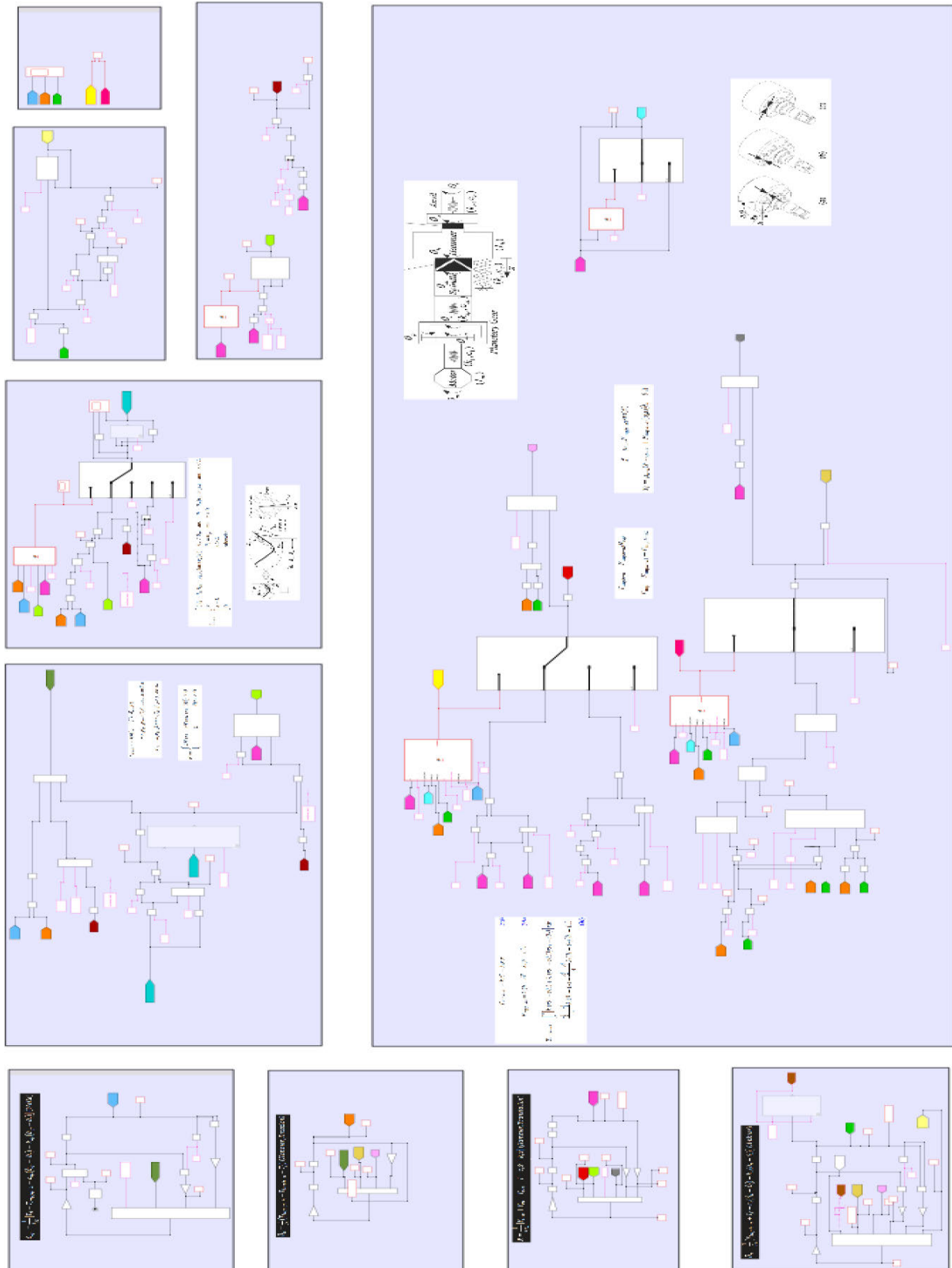
- Haddadi 2008** HADDADI, A.; HASHTRUDI-ZAAD, K.: *A New Method for Online Parameter Estimation of Hunt–Crossley Environment Dynamic Models*. Nice: IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 2008
- Helbig & Koch 2020** HELBIG, M.; KOCH, D.: *Introduction to Material Characterization*. Leinfelden-Echterdingen: DYNAmore Germany, 2020
- Humanetics 2020** Humanetics Group (2020). [Hybrid III 50th Male | Humanetics \(humaneticsgroup.com\)](https://www.humaneticsgroup.com) (15.06.2024)
- ISO/TS 18057 2024** ISO/TS 18057: *Road vehicles - Objective rating metric for non-ambiguous signals*. Genf: International Organization for Standardization, 2024
- Klein 2015** KLEIN, B.: *FEM: Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015
- Kramer 2013** KRAMER, F.: *Integrale Sicherheit von Kraftfahrzeugen*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013
- Lucht 2015** LUCHT, A. (2015). *Reversibler Gurtstraffer* (DE 10 2013 212 033 A1). Deutsches Patent- und Markenamt. [DPMAregister | Patente - Registerauskunft](https://dpmaregister.de/patente/102013212033A1)
- LS-DYNA** LS-DYNA: Contact modeling in LS-DYNA. [Contact modeling in LS-DYNA — Welcome to the LS-DYNA support site](https://lsdyna.com/contact-modeling-in-ls-dyna/) (02.07.2024)
- Nasdala 2015** NASDALA, L.: *FEM-Formelsammlung Statik und Dynamik*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015

- Pischinger & Seiffert 2016** PISCHINGER, S; SEIFFERT U. (Hrsg.): *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016
- Rausch et al. 2007** RAUSCH, M.; HÖNL, W.D.; MÖDINGER, T. (2007). *Gurtband für einen Sicherheitsgurt-Aufroller, sowie Gurtaufroller mit einem solchen Gurtband* (DE 10 2005 048 245 A1). Deutsches Patent- und Markenamt. [DPMAreister | Patente - Registerauskunft](#)
- Reif 2010** REIF, K. (Hrsg.): *Fahrstabilisierungssysteme und Fahrerassistenzsysteme*. Wiesbaden: Vieweg-Teubner, 2010
- Runge 2012** RUNGE, E.: „Wenn der Fahrer überreagiert, wird es kritisch“. Interview Zeit Online, 2012 - [Busreise und Sicherheit: "Wenn der Fahrer überreagiert, wird es kritisch" | ZEIT ONLINE](#) (06.06.2024)
- Scheuch 2019** SCHEUCH, D.: *60 Jahre Dreipunkt-Sicherheitsgurt*. 2019 - <https://autoundwirtschaft.at/news/32296-60-jahre-dreipunkt-sicherheitsgurt> (28.03.2024)
- Schindler & Sievers 2008** SCHINDLER, V.; SIEVERS I. (Hrsg.): *Forschung für das Auto von Morgen*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2008
- Schmied 2022** SCHMIED C.: *Solid element formulations in LS-DYNA*. Stuttgart: DYNAmore GmbH, 2022.
- Schmitt et al. 2010** SCHMITT, K.U.; NIEDERER, P.; MUSER, H.; WALZ, F.: *Trauma-Biomechanik Verletzungen im Straßenverkehr und Sport*. Berlin: Springer-Verlag, 2010

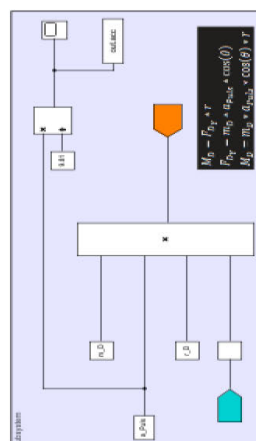
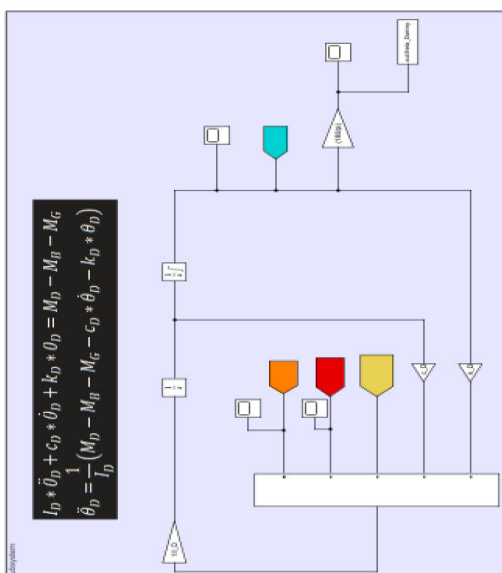
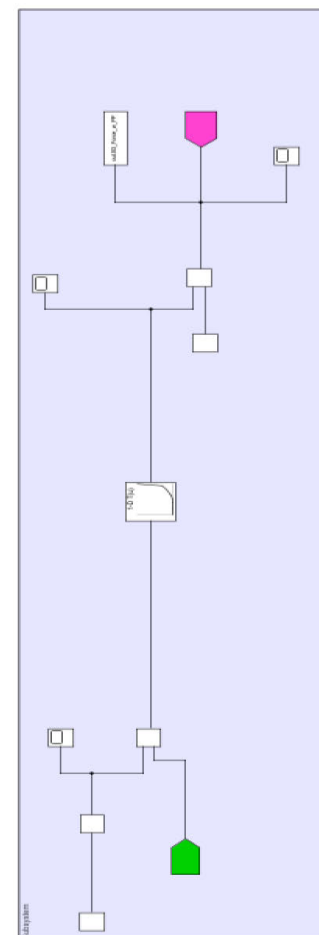
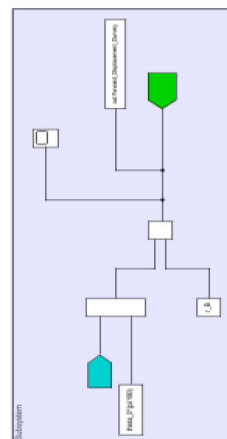
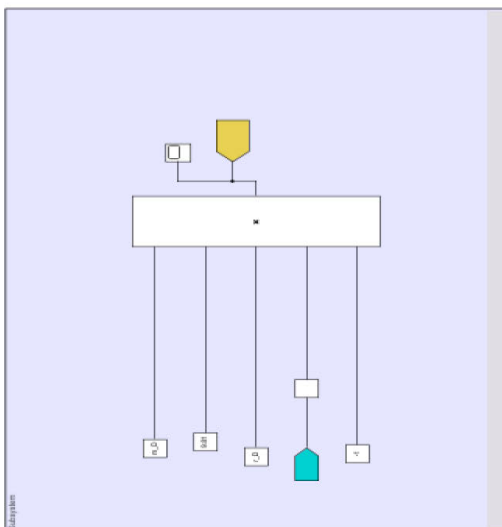
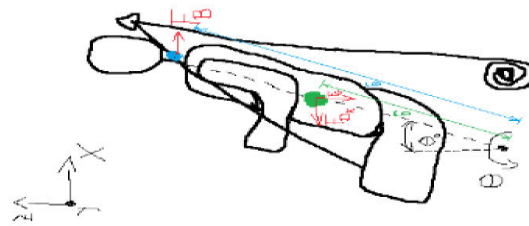
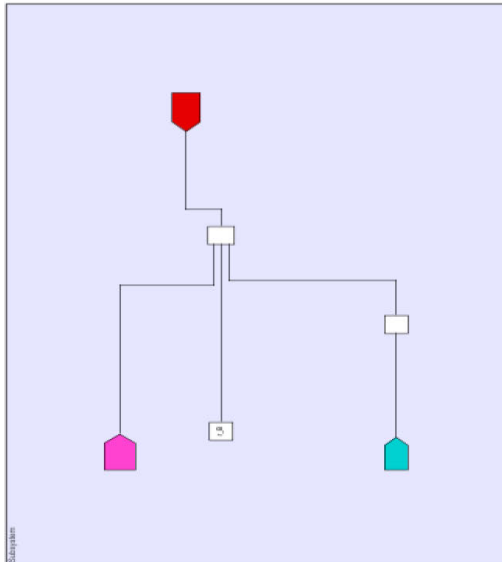
- Shin et al. 2011** SHIN, C.; KANG, S.; LEE, B.: *Improvement of the performance of a tetrahedral element with rotational DOFs using strain smoothing techniques*. USA: Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2011
- Siebertz et al. 2017** SIEBERTZ, K.; VAN BEBBER, D; HOCHKIRCHEN, T.: *Statistische Versuchsplanung - Design of Experiments (DoE)*. Berlin: Springer Vieweg, 2017
- Sieling 1977** SIELING, P.: *Untersuchungen zum Drehschlag-schrauben*. Opladen: Westdeutscher Verlag, 1977
- Thunert 2017** THUNERT, C.: *CORA Release 3.6 User's Manual* 2017. Ingolstadt: Partnership for Dummy Technology and Biomechanics, 2017
- Wiegand et al. 2007** WIEGAND, H.; KLOOS, K.H.; THOMALA, W.: *Schraubenverbindungen*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2007
- Wier 1998** WIER F. (1998). *Fahrzeuginsassen-Rückhaltesystem* (EP 0 858 935 B1). Deutsches Patent- und Markenamt. [DPMAreister | Patente - Registerauskunft](#)
- Zhang & Tang 2016** ZHANG S.; TANG, J.: *System-Level Modeling and Parametric Identification of Electric Impact Wrench*. USA: Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2016

Anhang

Anhang A: Simulink-Modell des Schlagschraubers



Anhang B: Lastmodell in Simulink

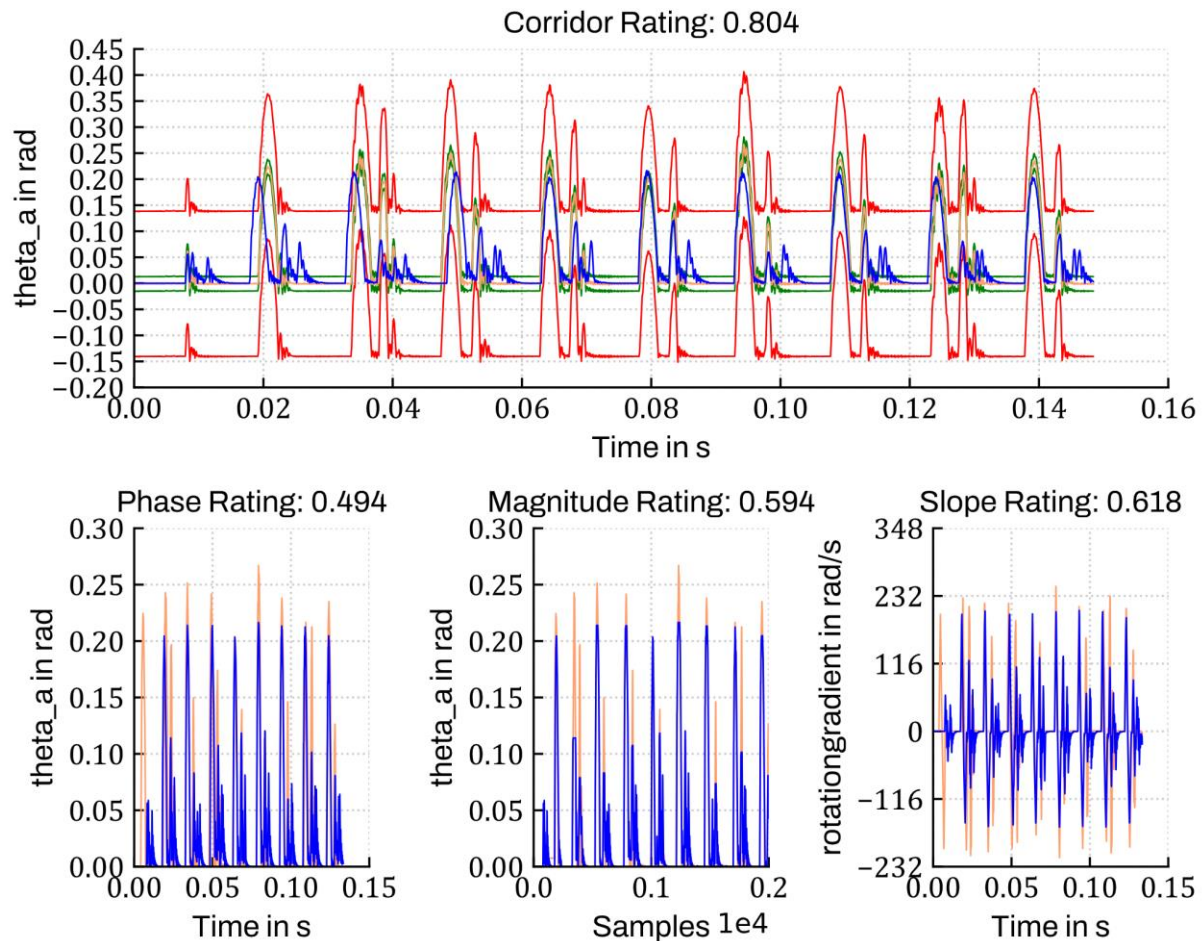


Anhang C: vollfaktorieller Simulationsplan für die Parameterstudie

run	Wellengeschw	Masse H	Federsteif	Vorspan	run	Wellengeschw	Masse H	Federsteif	Vorspan
1	1	1	1	1	41	0,75	0,75	0,75	0,75
2	1	0,75	0,75	0,75	42	1,5	1	1	1
3	1,5	0,75	0,75	0,75	43	0,75	1,5	1	1
4	0,75	1	0,75	0,75	44	1	1,5	1	1
5	1	1	0,75	0,75	45	1,5	1,5	1	1
6	1,5	1	0,75	0,75	46	0,75	0,75	1,5	1
7	0,75	1,5	0,75	0,75	47	1	0,75	1,5	1
8	1	1,5	0,75	0,75	48	1,5	0,75	1,5	1
9	1,5	1,5	0,75	0,75	49	0,75	1	1,5	1
10	0,75	0,75	1	0,75	50	1	1	1,5	1
11	1	0,75	1	0,75	51	1,5	1	1,5	1
12	1,5	0,75	1	0,75	52	0,75	1,5	1,5	1
13	0,75	1	1	0,75	53	1	1,5	1,5	1
14	1	1	1	0,75	54	1,5	1,5	1,5	1
15	1,5	1	1	0,75	55	0,75	0,75	0,75	1,5
16	0,75	1,5	1	0,75	56	1	0,75	0,75	1,5
17	1	1,5	1	0,75	57	1,5	0,75	0,75	1,5
18	1,5	1,5	1	0,75	58	0,75	1	0,75	1,5
19	0,75	0,75	1,5	0,75	59	1	1	0,75	1,5
20	1	0,75	1,5	0,75	60	1,5	1	0,75	1,5
21	1,5	0,75	1,5	0,75	61	0,75	1,5	0,75	1,5
22	0,75	1	1,5	0,75	62	1	1,5	0,75	1,5
23	1	1	1,5	0,75	63	1,5	1,5	0,75	1,5
24	1,5	1	1,5	0,75	64	0,75	0,75	1	1,5
25	0,75	1,5	1,5	0,75	65	1	0,75	1	1,5
26	1	1,5	1,5	0,75	66	1,5	0,75	1	1,5
27	1,5	1,5	1,5	0,75	67	0,75	1	1	1,5
28	0,75	0,75	0,75	1	68	1	1	1	1,5
29	1	0,75	0,75	1	69	1,5	1	1	1,5
30	1,5	0,75	0,75	1	70	0,75	1,5	1	1,5
31	0,75	1	0,75	1	71	1	1,5	1	1,5
32	1	1	0,75	1	72	1,5	1,5	1	1,5
33	1,5	1	0,75	1	73	0,75	0,75	1,5	1,5
34	0,75	1,5	0,75	1	74	1	0,75	1,5	1,5
35	1	1,5	0,75	1	75	1,5	0,75	1,5	1,5
36	1,5	1,5	0,75	1	76	0,75	1	1,5	1,5
37	0,75	0,75	1	1	77	1	1	1,5	1,5
38	1	0,75	1	1	78	1,5	1	1,5	1,5
39	1,5	0,75	1	1	79	0,75	1,5	1,5	1,5
40	0,75	1	1	1	80	1	1,5	1,5	1,5
					81	1,5	1,5	1,5	1,5

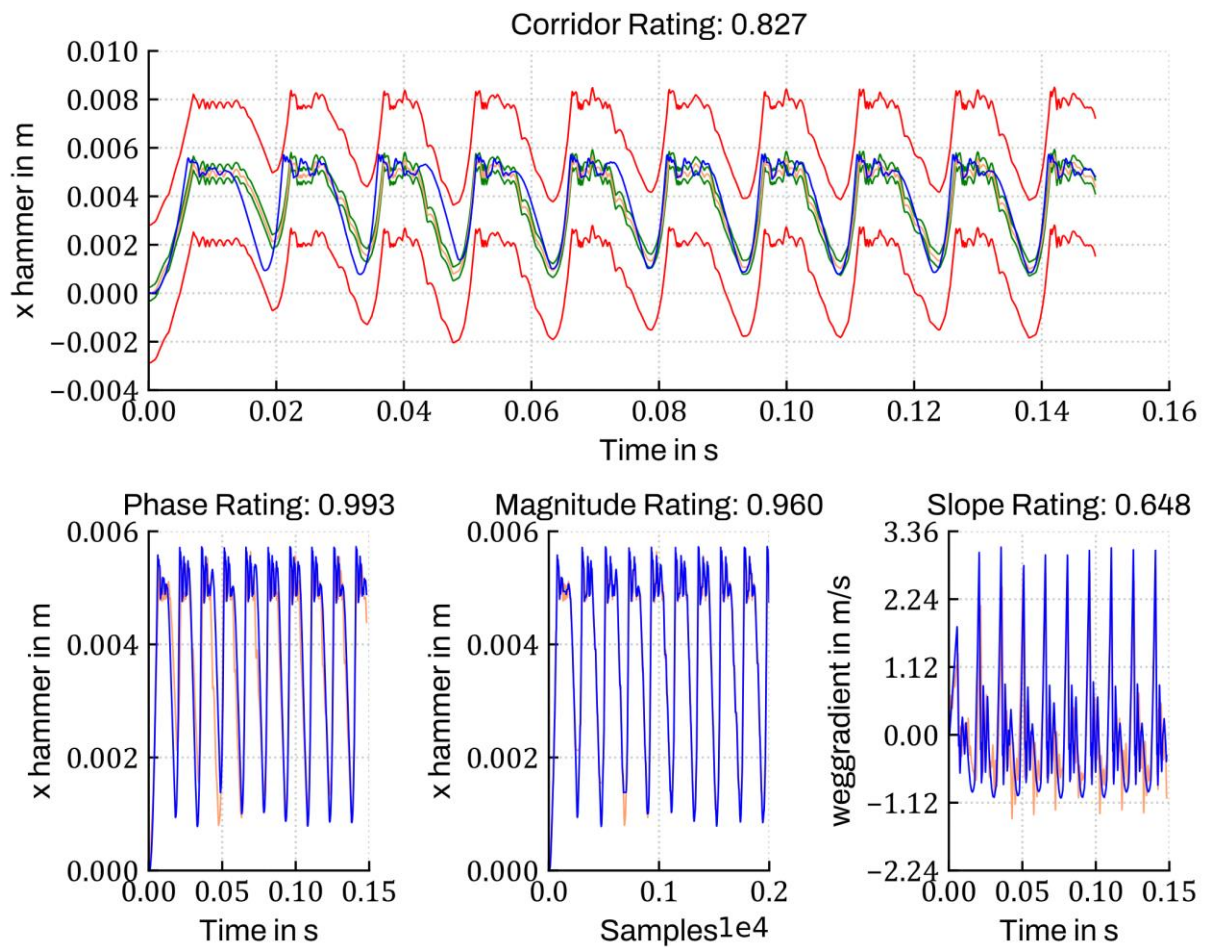
Anhang D: CORA-Rating für die Validierung des Simulink-Schlagschrauber-Modells

Darstellung der CORA-Subratings für die Ambossrotation



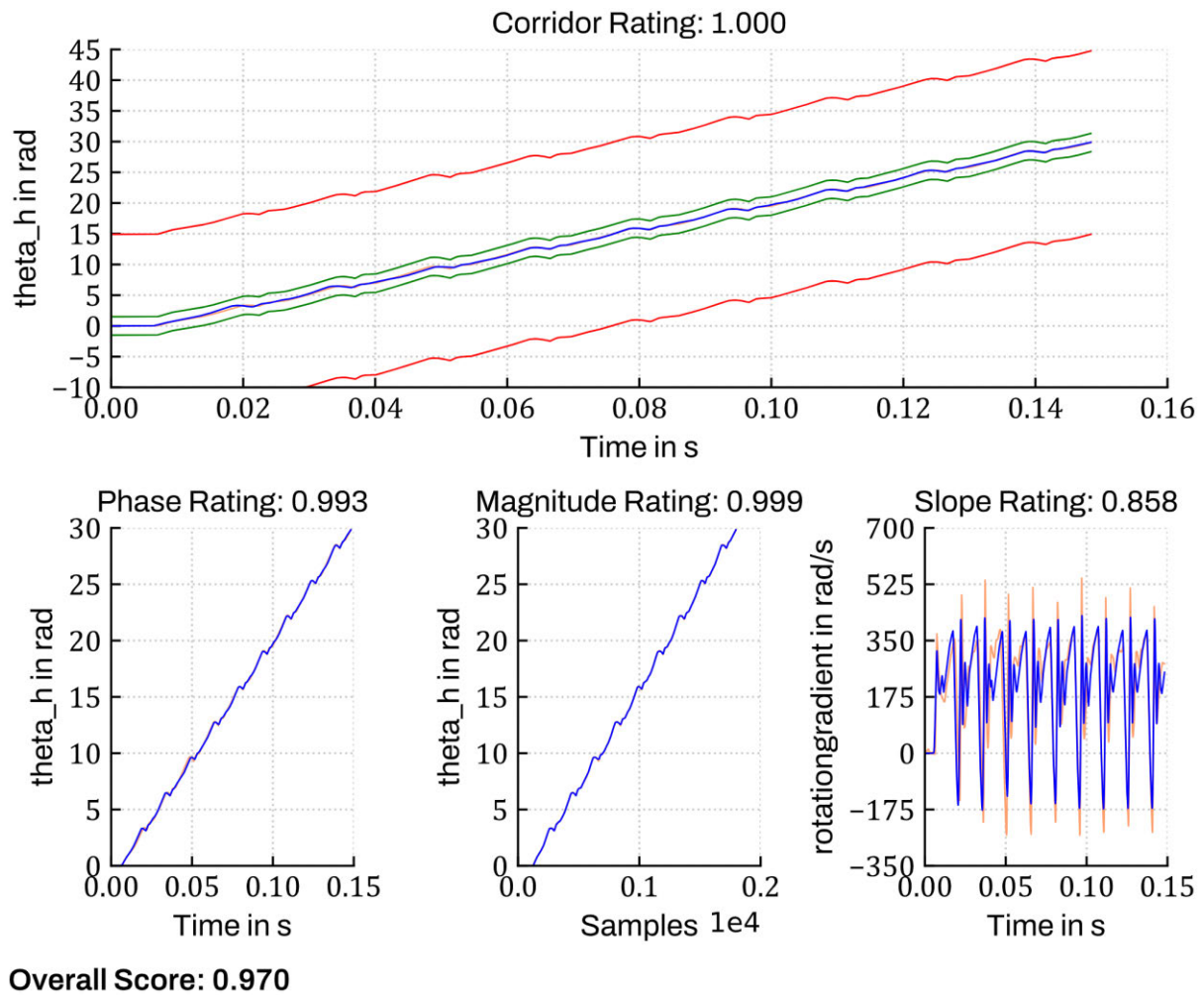
Overall Score: 0.663

Darstellung der CORA-Subratings für die Hammertranslation



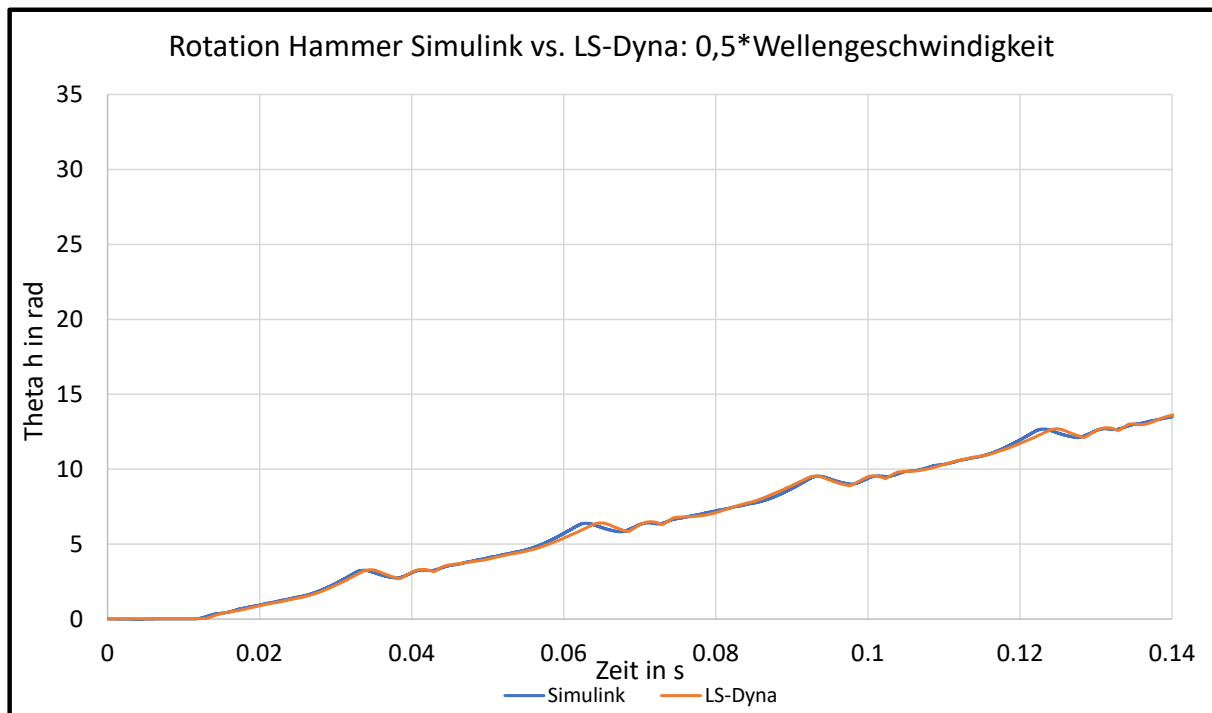
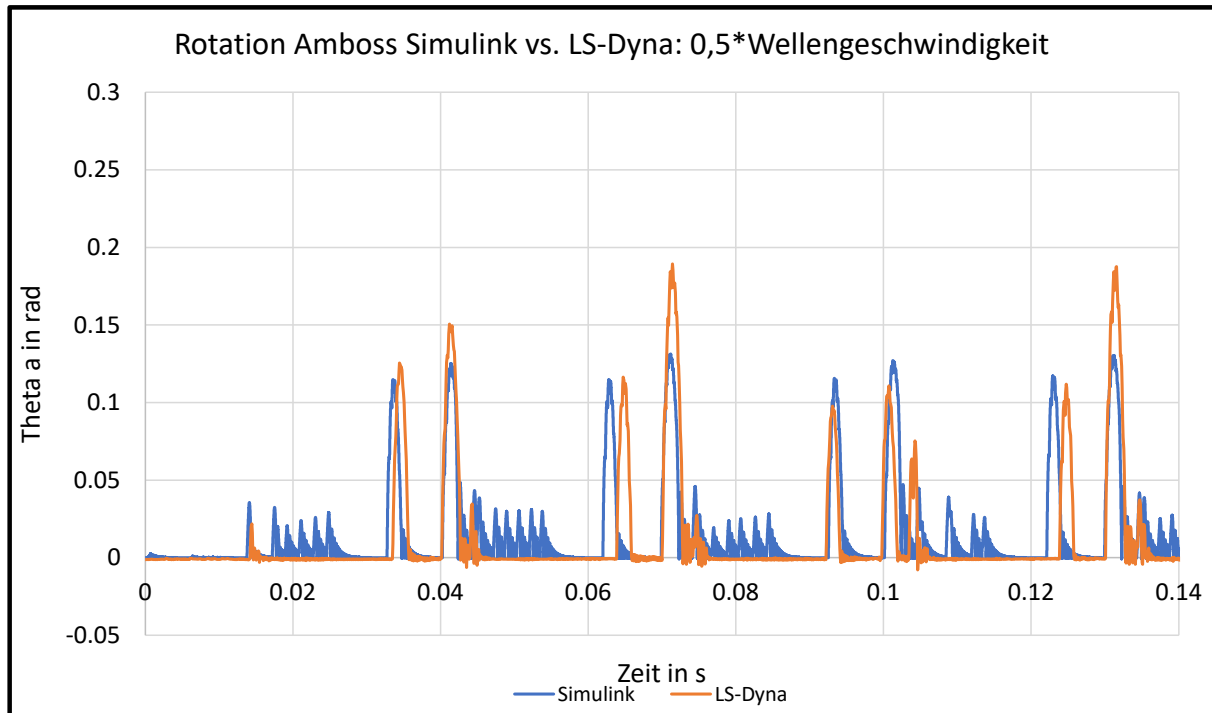
Overall Score: 0.851

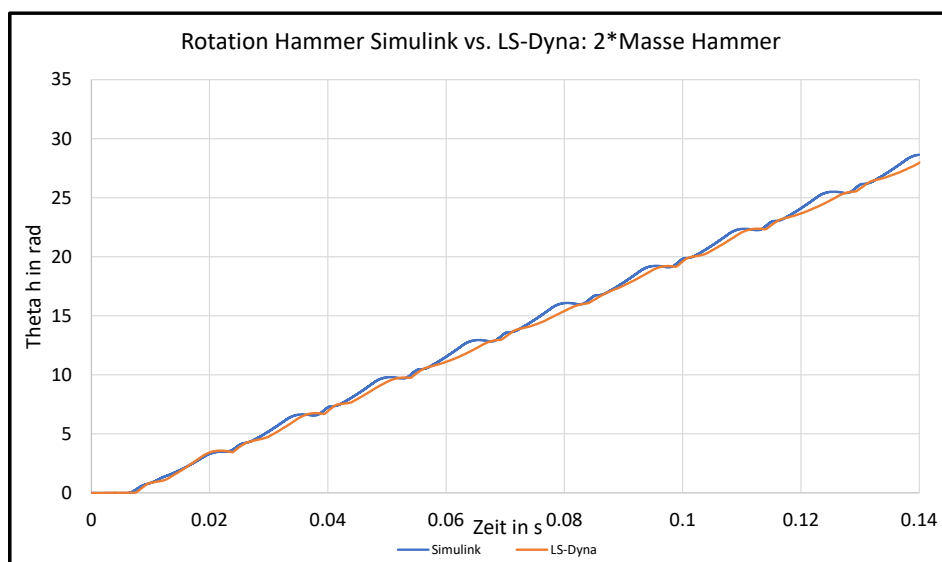
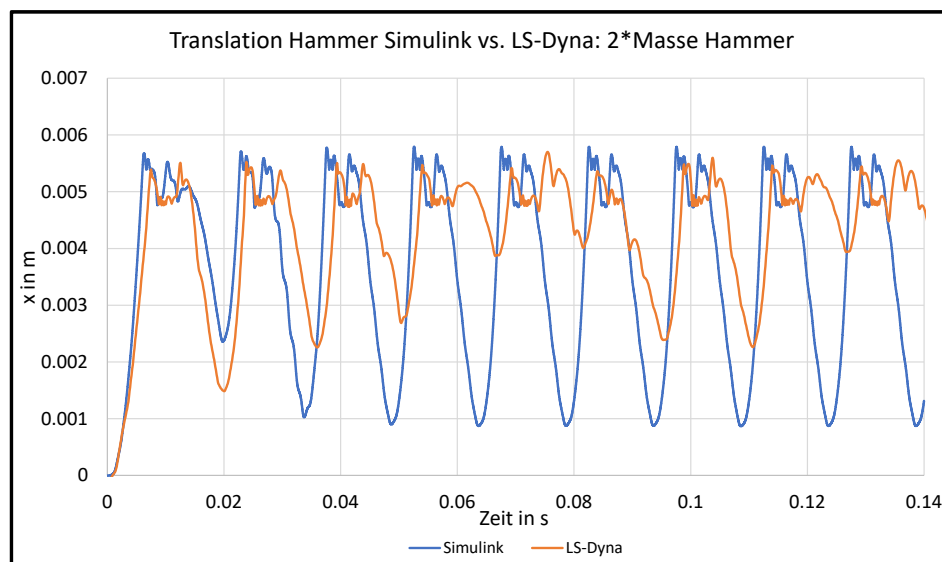
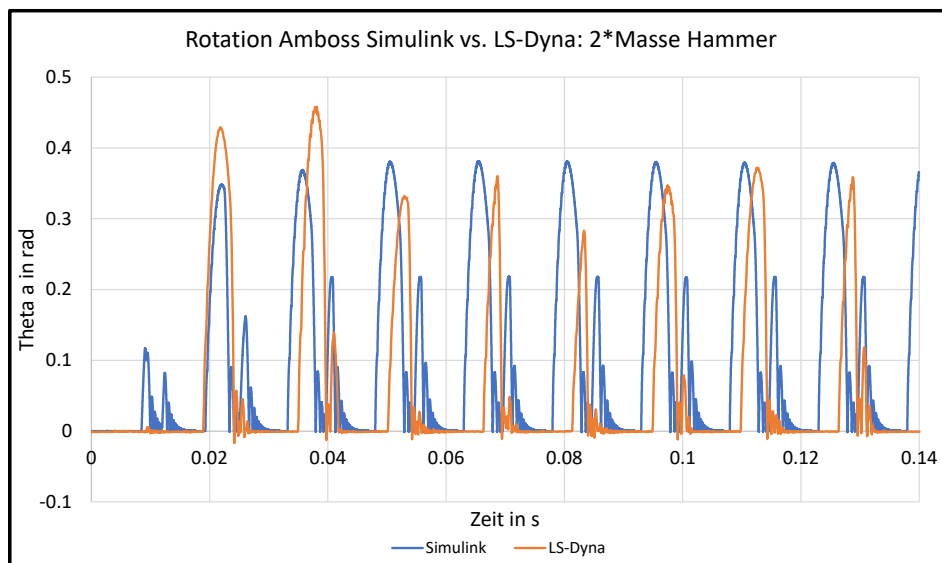
Darstellung der CORA-Subratings für die Hammerrotation

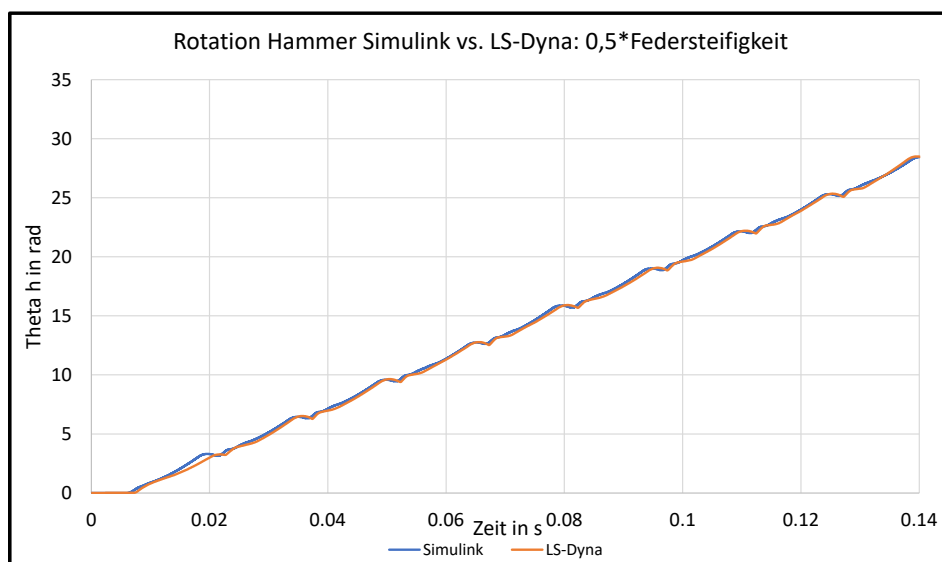
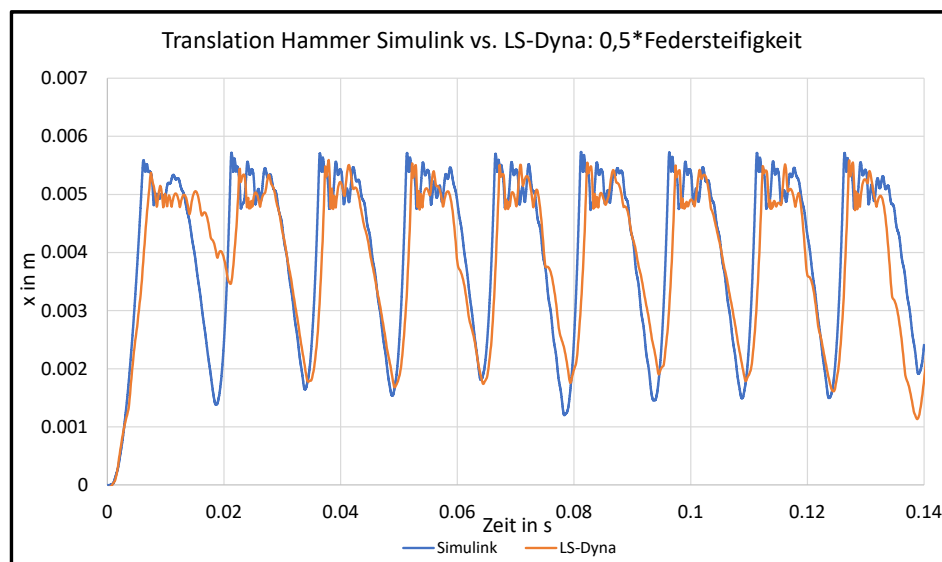
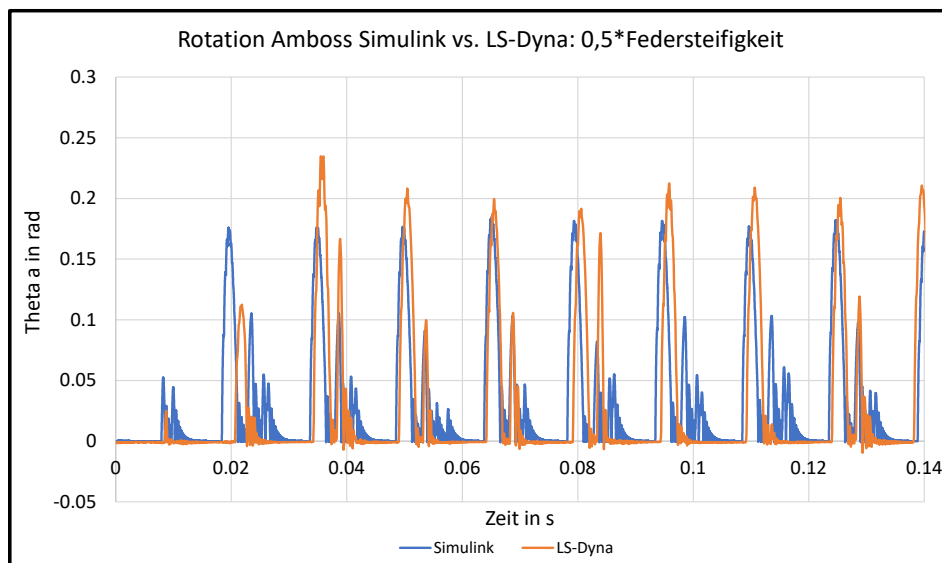


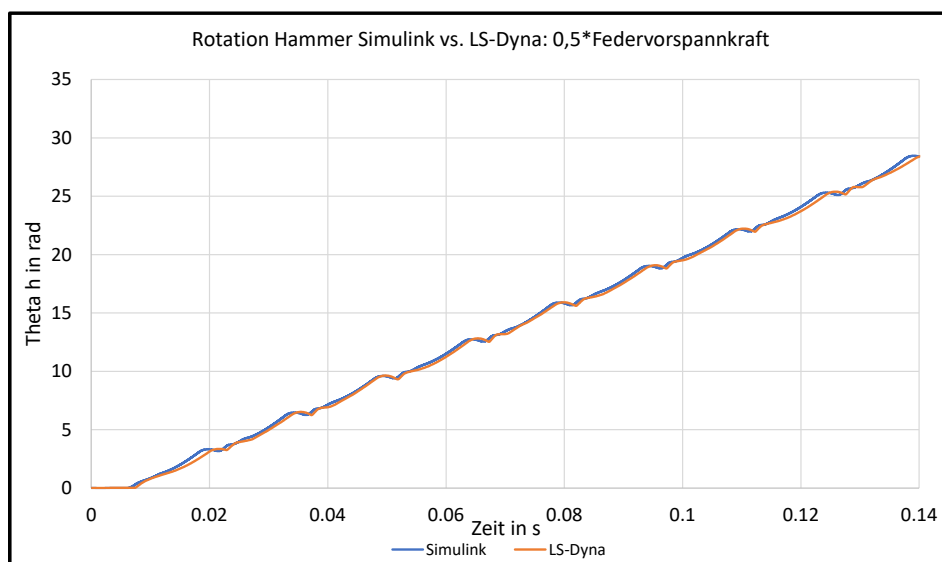
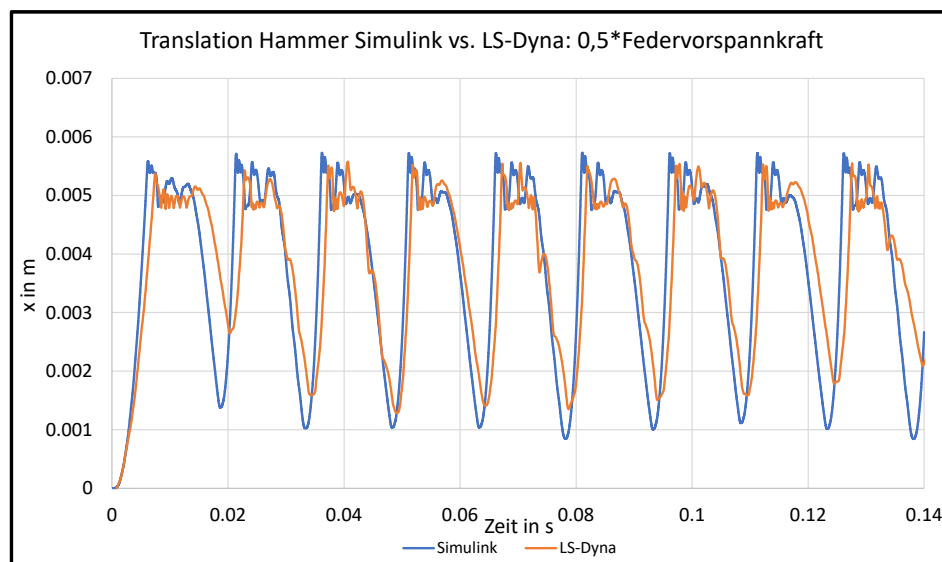
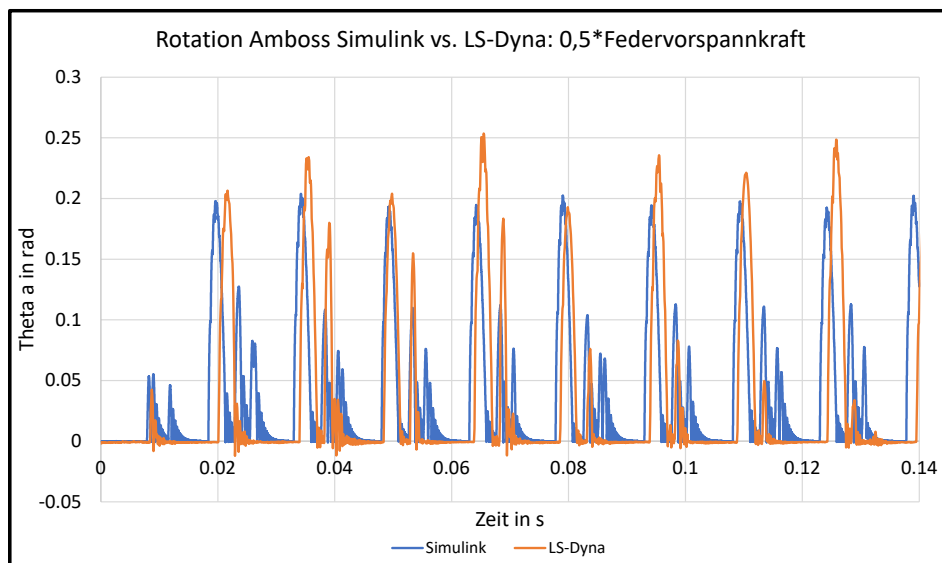
Anhang E: Vergleich der Simulationsergebnisse bei der Änderung von Parametern

Vergleich der Ergebnisse bei halber Wellengeschwindigkeit



Vergleich der Ergebnisse bei doppelter Masse des Hammers

Vergleich der Ergebnisse bei halber Federsteifigkeit

Vergleich der Ergebnisse bei halber Federvorspannkraft

Eidesstattliche Erklärung



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name:

Vorname:

dass ich die vorliegende bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der ist erfolgt durch:

Hamburg

Ort

08.08.2024

Datum