



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Tiena Djana Cyril Calvin

Entwicklung und Validierung eines nichtlinearen Dämpfungsmodells mit Hilfe einer Simulationssoftware für Mehrkörpersysteme

*Fakultät Technik und Informatik
Department Maschinenbau und Produktion*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Mechanical Engineering and
Production Management*

Tiena Djana Cyril Calvin

**Entwicklung und Validierung eines nichtlinearen
Dämpfungsmodells mit Hilfe einer Simulationssoftware
für Mehrkörpersysteme**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau / Entwicklung und Konstruktion

am Department Maschinenbau und Produktion

der Fakultät Technik und Informatik

der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:

HAW-Hamburg

Berliner Tor 5

20099 Hamburg

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Stefan Wieseemann

Zweitprüfer: Dr.-Ing. Stefan Homann

Abgabedatum: 27.09.2019

Zusammenfassung

Tiena Djana Cyril Calvin

Thema der Bachelorthesis

Entwicklung und Validierung eines nichtlinearen Dämpfungsmodells mit Hilfe einer Simulationssoftware für Mehrkörpersysteme.

Stichworte

Mehrkörpersysteme (MKS), Mehrkörpersimulation, Reibung, Dämpfung, Simulation, Dämpfungsparameter, Dämpfungsmodell, Parameterstudien,

Kurzzusammenfassung

Diese Arbeit befasst sich mit der Entwicklung und Validierung eines nichtlinearen Dämpfungsmodells mit Hilfe einer Simulationssoftware für Mehrkörpersysteme. Dabei wurde aufgrund der Schwierigkeiten zur richtigen Definition der Dämpfungsparameter bei der Modellierung realer Systeme mit MSC Adams eine Parameterstudie durchgeführt. Diese Parameterstudie wurde anhand von sechs linearen MKS-Modellen zum Analysieren der wesentlichen Dämpfungsparameter durchgeführt. Anschließend wurde aus einem der sechs linearen MKS-Modelle ein nichtlineares Dämpfermodell erstellt und nach einer Parameterstudie im Vergleich mit dem Linearen Modell validiert.

Tiena Djana Cyril Calvin

Title of the paper

Development and Validation of a nonlinear Damping model with the help of Simulation software for multibody systems

Keywords

Multi-body systems, multibody simulation, Friction, Damping, damping parameter, design study

Abstract

This thesis content the development and validation of a nonlinear Damping model using Simulation software for multi-body systems. A parameter Study was performed because of the difficulty in property defining the attenuation parameters when modelling real system with Adams. The parameter study was performed based on 6 linear MSC model to analyse the main attenuation parameters. Subsequently, a nonlinear damper model was created from one of the 6 linear MKS models and validated according to a parameter study in comparison with the linear model.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Abbildungsverzeichnis	III
Tabellenverzeichnis	VII
Abkürzungsverzeichnis	VIII
Symbolverzeichnis	IX
1 Einleitung	1
1.1 Problematik	1
1.2 Ziel der Arbeit	3
1.3 Methodische Vorgehensweise	4
2 Theoretische Grundlagen	5
2.1 Begriff der Dämpfung	5
2.2 Einteilung der Dämpfungsphänomene	5
2.2.1 coulombsche Reibung	7
2.2.2 stokessche Reibung	9
2.2.3 newtonsche Reibung.....	10
2.3 Grundlage der Mehrkörpersysteme	11
2.3.1 Begriff und Klassifizierung der MKS	11
2.3.2 Kinematik der MKS	16
2.3.3 Kinetik der MKS	18
3 Vorstellung der Software MSC Adams	20
3.1 Erstellen eines neuen Modells	21
3.2 Koordinatensystem in MSC Adams	23
3.3 Wesentliche Modellierungselemente in MSC Adams	24
3.4 Setting von Dämpfungsmodellen und Reibungsmodellen in MSC Adams.....	30
3.4.1 Dämpfung durch Spring-Damper	30
3.4.2 Dämpfung durch Dämpfungskräfte	30
3.4.3 Reibung durch Joint.....	36
3.4.4 Reibung durch Kontaktkraft	38
4 Analyse der Dämpfungsphänomene	41
4.1 Analytische Lösungen und Bewegungsgleichungen der sechs MKS-Modelle	41
4.1.1 MKS-Modell 1	41
4.1.2 MKS-Modell 2	43
4.1.3 MKS-Modell 3	45
4.1.4 MKS-Modell 4	47
4.1.5 MKS-Modell 5	48
4.1.6 MKS-Modell 6	49

4.2	Durchführung von Parameterstudien und Diskussion zu den sechs Modellen.....	50
4.2.1	MKS-Modell 1	50
4.2.2	MKS-Modell 2	62
4.2.3	MKS-Modell 3	64
4.2.4	MKS-Modell 4	68
4.2.5	MKS-Modell 5	76
4.2.6	MKS-Modell 6	81
5	Entwicklung und Validierung des nichtlinearen Dämpfermodells.....	93
5.1	Erstellung des Modells in MSC Adams	93
5.2	Durchführung von Parameterstudien und Diskussion	94
5.3	Validierung des nichtlinearen Dämpfermodells	100
6	Zusammenfassung und Ausblick.....	101
	Literaturverzeichnis.....	103
	Anhang	104

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Abbruch der Simulation beim Simulationsstart fürs Reibungsmodell.....	1
Abbildung 2: Abbruch der Simulation beim Simulationsstart fürs nichtlineare Dämpfungsmodell.....	2
Abbildung 3: Abbruch der Simulation Während der Simulationszeit fürs Reibungsmodell	2
Abbildung 4: Die Bodies des MKS-Modells lösen sich während der Simulationszeit voneinander aus. 3	
Abbildung 5: coulombsche Reibungskräfte in Abhängigkeit der Geschwindigkeit [5].....	8
Abbildung 6: Visualisation of Coulomb Friction [6].....	8
Abbildung 7: Coulomb und Stokes Reibung [5].....	9
Abbildung 8: Kräfte am fallenden Körper mit der stokeschen Reibung.....	10
Abbildung 9: Kräfte am fallenden Körper mit newtonscher Reibung.....	11
Abbildung 10: Modellelemente eines Mehrkörpersystems [9].....	12
Abbildung 11: Modellierungsstufen der Mehrkörpersimulation [10].....	12
Abbildung 12: Links Kettstruktur, in der Mitte Baumstruktur, Rechts geschlossen [9] [8].....	15
Abbildung 13: Beschreibung der Lage eines starren Körpers im Raum [9].....	16
Abbildung 14: Benutzeroberfläche (GUI) MSC ADAMS View 2019.....	20
Abbildung 15: Das Willkommen Dialog Box	21
Abbildung 16: Fenster zum Einstellen des neuen Modells.....	22
Abbildung 17: Fenster zum Hochladen des Existierten Modells	23
Abbildung 18: Globale und Lokale Koordinatensysteme.....	23
Abbildung 19: Änderung der Lage durch das lokale Koordinatensystem.....	24
Abbildung 20: Elemente der Bibliothek Bodies.....	25
Abbildung 21: Modellierungsbibliothek Connectors	25
Abbildung 22: Bibliothek Forces	26
Abbildung 23: Bibliothek Design Exploration	27
Abbildung 24: Fenster zum Entwerfen einer Variablen.....	27
Abbildung 25: Fenster zur Messung einer Variablen	28
Abbildung 26: Fenster zur Winkelmessung.....	28
Abbildung 27: Simulation Control Window	29
Abbildung 28: Modify a Translational and Rotational Spring-Damper	30
Abbildung 29: Fenster zum Erstellen der Dämpfungskonstante K	31
Abbildung 30: Fenster zum Messen der Geschwindigkeit des Körpers	32
Abbildung 31: Diagramm der Geschwindigkeit V_y	32
Abbildung 32: Modify Force Window	33
Abbildung 33: Fenster zur Definition der Kraft mit Eingabe der Dämpfungskonstante	33
Abbildung 34: Fenster zur Definition der Kraft mit Eingabe der Geschwindigkeit.....	34
Abbildung 35: Erzeugte lineare Dämpfungskraft.....	35
Abbildung 36: Erzeugte nichtlineare Dämpfungskraft.....	36

<i>Abbildung 37: Fenster zum Erzeugen der Reibung</i>	37
<i>Abbildung 38: Nicht eingeschaltetet Input Forces to Friction und Joint Measure</i>	38
<i>Abbildung 39: Fenster zum Erstellen des Kontakts zwischen zwei Körpern</i>	39
<i>Abbildung 40: Fenster zum Erzeugen der Reibung in Kontaktmodell</i>	40
<i>Abbildung 41: Sich drehendes Rad mit einer Buchse [12]</i>	41
<i>Abbildung 42 Kurbel mit Gleitstücken [12]</i>	43
<i>Abbildung 43: Gelenkviereck [12]</i>	45
<i>Abbildung 44: Ebene Schubpendel [9]</i>	47
<i>Abbildung 45: Kiste auf schiefer Ebene [11]</i>	48
<i>Abbildung 46: Stoß einer Kugel</i>	49
<i>Abbildung 47: Adams-Modell 1</i>	50
<i>Abbildung 48: Verläufe der Gelenkkraft ohne und mit zugeschalteter Reibung</i>	52
<i>Abbildung 49: Reibung in Gelenk ohne und mit Input Forces to Friction</i>	53
<i>Abbildung 50: Geschwindigkeit (V_x) der Buchse in x-Richtung</i>	53
<i>Abbildung 51: Dynamischer Reibungskoeffizient (μ) an der Kontaktstelle der Reibpartner</i>	54
<i>Abbildung 52: Geschwindigkeit der Buchse mit und ohne Reibung</i>	54
<i>Abbildung 53: Reibungskraft (F_z) an Kontaktstelle der Reibpartner</i>	55
<i>Abbildung 54: Verlauf der Reibungskraft und μ Dynamik sowie die Geschwindigkeit der Buchse</i> .	55
<i>Abbildung 55: Geschwindigkeit (V_x) der Buchse</i>	56
<i>Abbildung 56: Reibungskraft an der Kontaktstelle der Reibpartner</i>	57
<i>Abbildung 57: Verläufe von μ Dynamik</i>	57
<i>Abbildung 58: Geschwindigkeit der Buchse ohne Reibung und die von der Impact Methode</i>	58
<i>Abbildung 59: Geschwindigkeit mit Reibung beim Translational Joint und die von der Kontaktkraft</i> .	59
<i>Abbildung 60: Geschwindigkeit der Buchse mit Translational Joint und die des Springer-Dampers</i> ..	59
<i>Abbildung 61: Simulationsabbruch beim Simulationsstart</i>	60
<i>Abbildung 62: Geschwindigkeit der Buchse mit der Parametrisierten linearen Dämpfungskraft</i>	61
<i>Abbildung 63: Verläufe der Geschwindigkeit der Buchse</i>	61
<i>Abbildung 64: Adams Modell der Ebenekurbel</i>	62
<i>Abbildung 65: Geschwindigkeit des Gleitstücks mit und ohne Reibung</i>	63
<i>Abbildung 66: Verläufe der dynamischen Reibungskoeffizienten</i>	64
<i>Abbildung 67: Verläufe der Reibungskraft mit der Zeit</i>	64
<i>Abbildung 68: Adams-Modell des Gelenkvierecks</i>	65
<i>Abbildung 69: Winkelgeschwindigkeit des Stabes AB mit und ohne Reibung</i>	66
<i>Abbildung 70: Winkelgeschwindigkeit des Stabs AB</i>	67
<i>Abbildung 71: Winkelgeschwindigkeit des Stabes AB durch die parametrisierte lineare Dämpfungskraft</i>	67
<i>Abbildung 72: Adams Modell des Schubpendels</i>	68

Abbildung 73: Geschwindigkeit des Schubelements in Abhängigkeit der Zeit.....	69
Abbildung 74: Winkelgeschwindigkeit des Pendels	70
Abbildung 75: Kurvenverlauf der Reibungskraft sowie der Dynamische Reibungskoeffizient.....	70
Abbildung 76: Geschwindigkeit des Schubelements	71
Abbildung 77: Winkelgeschwindigkeit des Pendels	72
Abbildung 78: Winkelgeschwindigkeit des Pendels mit Variation des Anfangswegs X_0	73
Abbildung 79: Geschwindigkeit des Schubelements mit Variation des Anfangswegs X_0	73
Abbildung 80: Auslösung des Schubelements durch Einwirkung der Dämpfungskraft	74
Abbildung 81: Auslösung des Schubelements nach der Wiederholung des Parameters K	74
Abbildung 82: Geschwindigkeit des Schubelements mit Einwirkung der linearen Dämpfungskraft	75
Abbildung 83: Winkelgeschwindigkeit des Pendels mit Einwirkung der linearen Dämpfungskraft.....	76
Abbildung 84: Überlagerung der Bewegungsverläufe des Schubelements und Pendels	76
Abbildung 85: Adams-Modell der Kiste auf die Schiefer ebene.....	76
Abbildung 86: Geschwindigkeit der Kiste.....	77
Abbildung 87: Kurvenverlauf der Reibungskraft.....	78
Abbildung 88: Kurvenverlauf des dynamischen Reibungskoeffizienten.....	78
Abbildung 89: Geschwindigkeit der Kiste mit Variation der Winkel β_0	79
Abbildung 90: Reibungskraft mit Variation der Winkel β_0	79
Abbildung 91: Geschwindigkeit der Kiste.....	80
Abbildung 92: Gesamte Geschwindigkeit der Kiste unter FD	80
Abbildung 93: Dämpfungskraft mit Variation von Variation der Dämpfungskonstant K	81
Abbildung 94: Adams-Modell des fallenden Balls	81
Abbildung 95: Simulationsabbruch des linearen Dämpfermodells.....	82
Abbildung 96: Kurvenverlauf der Ballhöhe ohne Reibung	83
Abbildung 97: Kurvenverlauf der Ballhöhe	84
Abbildung 98: Kurvenverlauf der Ballhöhe mit Variation von μ static und μ Dynamic.....	85
Abbildung 99: Kurvenverlauf der Ballhöhe für $M = 30$ Kg.....	86
Abbildung 100: Kurvenverlauf der Ballhöhe für $M = 100$ Kg.....	86
Abbildung 101: Kurvenverlauf der Ballhöhe mit Reibung für $M = 100$ Kg.....	87
Abbildung 102: Überlagerung der Ballhöhe ohne und mit Reibung.....	87
Abbildung 103: Kurvenverlauf der Geschwindigkeit des Balls.....	88
Abbildung 104: Kurvenverlauf der linearen Dämpfungskraft	88
Abbildung 105: Der geht durch die starre ebene.....	89
Abbildung 106: Der Ball auf die starre ebene	89
Abbildung 107: Kurvenverlauf der Ballhöhe mit der Restitution.....	90
Abbildung 108: Kurvenverlauf der Ballhöhe mit der Restitution und Reibung	90
Abbildung 109: Kurvenverlauf der Ballhöhe mit der Restitution Method ohne Reibung	91

<i>Abbildung 110: Kurvenverlauf der Ballhöhe mit der Restitution Method mit Reibung</i>	<i>91</i>
<i>Abbildung 111: Überlagerung der Geschwindigkeit mit Impact und Restitution Methode</i>	<i>92</i>
<i>Abbildung 112: Freikörperbild des fallenden Balls</i>	<i>93</i>
<i>Abbildung 113: Kugel und den Boden.....</i>	<i>93</i>
<i>Abbildung 114: Positionierung der Kraft im Massenmittelpunkt</i>	<i>94</i>
<i>Abbildung 115: Nichtlineares Dämpfermodell</i>	<i>94</i>
<i>Abbildung 116: Simulationsabbruch mit dem Ball auf der starren ebene für $K = 0,1$</i>	<i>95</i>
<i>Abbildung 117: Simulationsabbruch mit dem Ball auf der starren Ebene für $K = 0,153$.....</i>	<i>95</i>
<i>Abbildung 118: Abbruch der Simulation beim Simulationsstart für $K = 2$.....</i>	<i>96</i>
<i>Abbildung 119: Kurvenverlauf der Ballhöhe mit Restitution Method für $t = 50$</i>	<i>97</i>
<i>Abbildung 120: Kurvenverlauf der Ballhöhe mit Restitution Methode für $t = 90$.....</i>	<i>97</i>
<i>Abbildung 121: Überlagerung der Ballhöhe und Geschwindigkeit für $t = 90s$</i>	<i>98</i>
<i>Abbildung 122: Gesamte Kurvenverläufe der Geschwindigkeit</i>	<i>98</i>
<i>Abbildung 123: Verlauf der Ballhöhe mit Impact Method.....</i>	<i>99</i>
<i>Abbildung 124: Verlauf der Geschwindigkeit mit Impact Methode</i>	<i>99</i>

Tabellenverzeichnis

<i>Tabelle 1: Modellierungsparameter der drei Stufen und die Berechenbare Größen [10]</i>	13
<i>Tabelle 2: Klassifizierung nach der Topologie</i>	14
<i>Tabelle 3: Klassifizierung nach der Kinematik [9]</i>	15
<i>Tabelle 4: Bewegungsgleichungen in Absolutkörperkoordinaten [9]</i>	18
<i>Tabelle 5: Parameter der Simulation mit Reibung ohne Input Forces to Friction</i>	51
<i>Tabelle 6: Parameter der Simulation mit Reibung mit Input Forces to Friction</i>	52
<i>Tabelle 7: Parameter der Winkelgeschwindigkeit des Rades</i>	56
<i>Tabelle 8: Parameter für Impact Method</i>	57
<i>Tabelle 9: Parameter der Impact Methode</i>	58
<i>Tabelle 10: Reibungskoeffizient zur Durchführung der Simulation</i>	58
<i>Tabelle 11: Dämpfungsparameter für Die Simulation durch Springer-Damper</i>	59
<i>Tabelle 12: Dämpfungsparameter für die Parametrisierte lineare Dämpfungskraft</i>	60
<i>Tabelle 13: Reibungsparameter zur Durchführung der Parameterstudie</i>	63
<i>Tabelle 14: Reibungsparameter für die Parameterstudie</i>	66
<i>Tabelle 15: Dämpfungskontante für den Springer-Damper</i>	66
<i>Tabelle 16: Dämpfungsparameter für die Parametrisierte lineare Dämpfungskraft</i>	67
<i>Tabelle 17: Reibungsparameter für die Durchführung der Simulation</i>	69
<i>Tabelle 18: Dämpfungsparameter für den Translational Springer-Damper</i>	71
<i>Tabelle 19: Parameter der Springer-Damper mit Variation des Anfangswegs</i>	72
<i>Tabelle 20: Dämpfungsparameter für die Lineare Dämpfungskraft</i>	75
<i>Tabelle 21: Reibungsparameter zur Simulation des MKS-Modells 5</i>	77
<i>Tabelle 22: Reibungsparameter mit Variation der Winkel β_0</i>	79
<i>Tabelle 23: Dämpfungsparameter für die lineare Dämpfungskraft</i>	80
<i>Tabelle 24: Parameter der Impact Methode mit Variation der Dämpfung (Damping)</i>	83
<i>Tabelle 25: Parameter der Impact Methode für die Abbildung der analytischen Lösung</i>	83
<i>Tabelle 26: Parameter der Impact Methode mit Variation von μ Statik</i>	84
<i>Tabelle 27: Parameter der Impact Methode mit Variation der Reibungskoeffizient</i>	84
<i>Tabelle 28: Dämpfungsparameter für die lineare Dämpfungskraft</i>	85
<i>Tabelle 29: Parameter der Restitution Methode</i>	89
<i>Tabelle 30: Restitution Methode mit Variation der Reibungskoeffizienten</i>	90
<i>Tabelle 31: Restitution Methode mit Variation der Dämpfungsparameter</i>	91
<i>Tabelle 32: Restitution Method mit Variation der Dämpfungsparameter für das nichtlineare Modell</i>	96
<i>Tabelle 33: Parameter der Impact Method mit Variation der Dämpfungsparameter</i>	98

Abkürzungsverzeichnis

ADAMS	<i>Automatic Dynamic Analyses of Mechanical Systems</i>
Gl	<i>Gleichung</i>
MKS	<i>Mehrkörpersysteme</i>
MSC	<i>MacNeal-Schwendler Corporation</i>
REK	<i>Restitutionskoeffizient</i>

Symbolverzeichnis

μ_S	Statischer Reibungskoeffizient	
μ_D	Dynamischer Reibungskoeffizient	
K	Proportionalitätsfaktor	
T	Simulationszeit	s
t	Zeit	s
F_R	Reibungskraft	N
F_N	Normalkraft	N
F_S	Statischer Reibungskraft	N
F_D	Dynamischer Reibungskraft	N
F_{Smax}	Maximal Statische Reibungskraft	N
v	Bewegungsgeschwindigkeit	m/s
F_{ext}	Summe alle äußeren Kräfte	N
F_{APP}	Applied Force	N
f	Friction Force	N
N	Normal force between Object and surface	N
d	Dämpfungskoeffizient	
F_G	Gewichtskraft	N
g	Erdbeschleunigung	F_R
η	Viskosität	F_R
sign	Signum Funktion	
$\dot{\hat{r}}$	die zeitliche Ableitung der Lagegrößen	
\hat{H}	die Matrix in Kinematischer Differentialgleichung für absolute Körperkoordinaten	
\hat{v}	der Vektor der räumlichen Geschwindigkeit	
\hat{M}	die Massenmatrix, bezogen auf Absolutgeschwindigkeit	
$\dot{\hat{v}}$	die zeitliche Ableitung des Vektors der räumlichen Geschwindigkeit	
\hat{f}^{ec}	die Summe den eingprägten Kräften, Zentrifugal- und Corioliskräften	
G^T	die transponierte Bindungsmatrix	
λ	Die minimale Reaktionskoordinaten oder Lagrange Multiplikationsfaktor	

1 Einleitung

Dämpfung tritt in einem mechanischen System in der Praxis in vielfältiger Form auf. Bei überwiegender Anzahl handelt es sich bspw. um Reibungsdämpfung, die aufgrund der Kräfte an der Grenzfläche zwischen relativ bewegten Reibkörper entsteht. Dadurch wird das dynamische Verhalten also die Wechselwirkung zwischen Kräften und Bewegungen sehr stark beeinflusst. Deswegen ist die Untersuchung des dynamischen Verhaltens unter Berücksichtigung der Dämpfungsphänomene bei der Auslegung von wesentlicher Bedeutung.

Heutzutage gibt es kommerzielle Simulationssoftware von Mehrkörpersystemen, wie z.B. Adams von MSC, RecurDyn oder Simpack, die neben starren Körpern auch den Einsatz deformierbarer Körper ermöglichen [1]. In Rahmen dieser Arbeit beschränken wir uns auf die Modellierung von starren Körpern mit Hilfe der Simulationssoftware ADAMS von MSC.

1.1 Problematik

Die grundlegende Schwierigkeit bei der Modellierung realer Systeme mit MSC Adams liegt in der Definition der richtigen Dämpfungsparameter. Für manche Parameter kann man folgende Probleme feststellen:

- Beim Starten der Simulation bekommt man eine Fehlermeldung, dass die Simulation nicht durchgeführt werden kann (siehe Abbildung 1 und 2).
- Die Simulation wird aufgrund der Parameter während der Simulationszeit abgebrochen (siehe Abbildung.3)
- Während der Simulationszeit lösen sich die Bodys des MKS-Modells voneinander aus (siehe Abbildung 4)

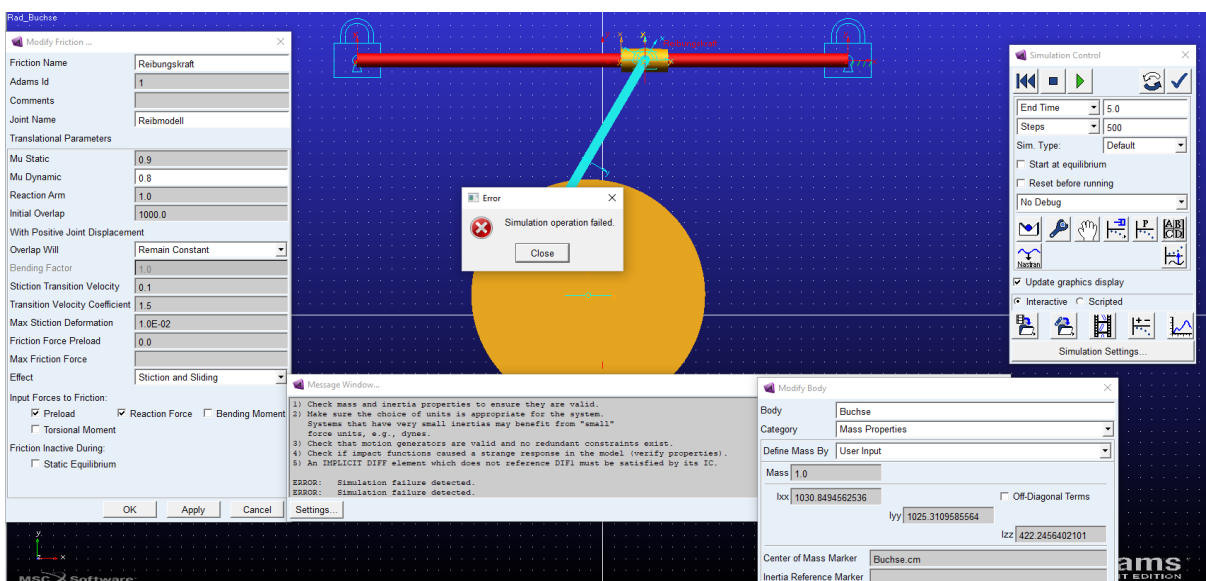


Abbildung 1: Abbruch der Simulation beim Simulationsstart fürs Reibungsmodell

Das Modell in der Abbildung 1 kann mit den jeweiligen Reibungsparametern $\mu_S = 0.9$ und $\mu_D = 0.8$ für eine Masse der Buchse kleiner als 1 kg nicht simuliert werden. Dabei ist das Modul *Input Forces to Friction* eingeschaltet, damit sind alle Reaktionskräfte und Momente zwischen den relativ bewegten Reibungspartnern eingeschaltet.

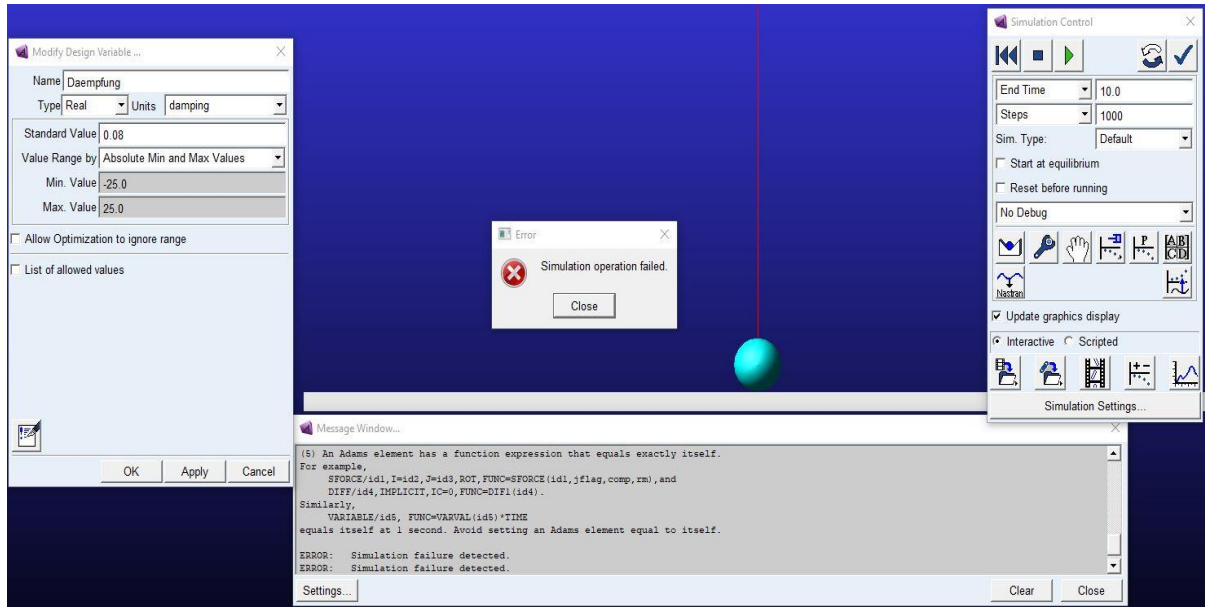


Abbildung 2: Abbruch der Simulation beim Simulationsstart fürs nichtlineare Dämpfungsmodell

Die Abbildung 2 zeigt einen Simulationsabbruch beim Simulationsstart für ein nichtlineares Dämpfungsmodell mit dem Dämpfungskoeffizienten $K = 0.08$ und den Simulationsparametern $T = 10$ und $Steps = 1000$

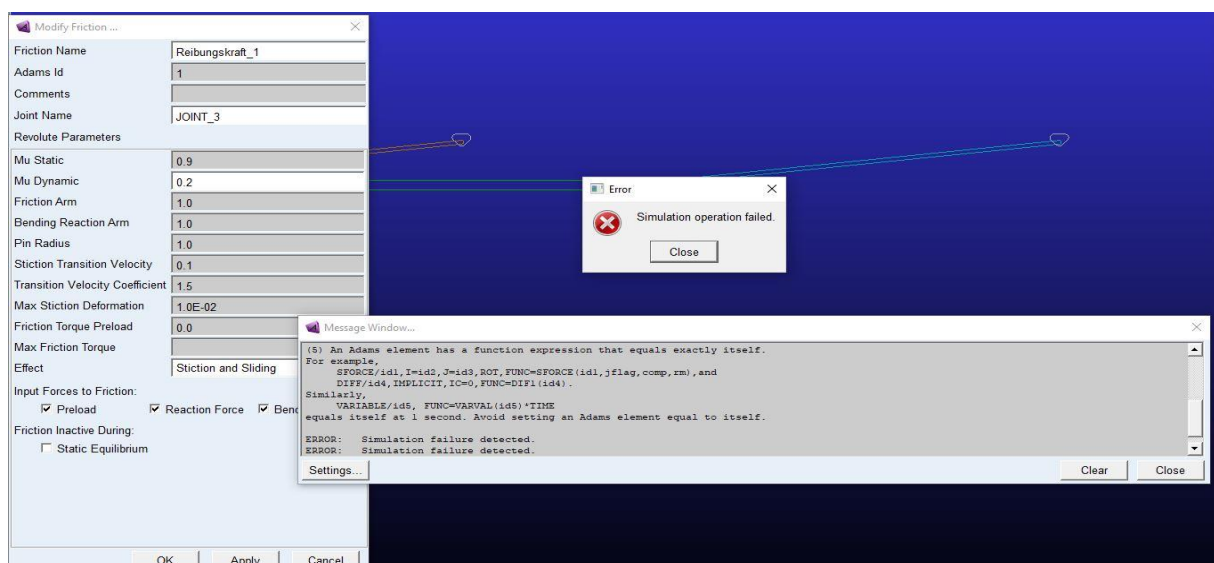


Abbildung 3: Abbruch der Simulation Während der Simulationszeit fürs Reibungsmodell

In der Abbildung 3 ist ein Abbruch der Simulation während der Simulationszeit für ein Reibungsmodell mit den jeweiligen Reibungsparametern $\mu_S = 0.9$ und $\mu_D = 0.2$ zu sehen. Dabei ist auch das Modul *Input Forces to Friction* eingeschaltet.

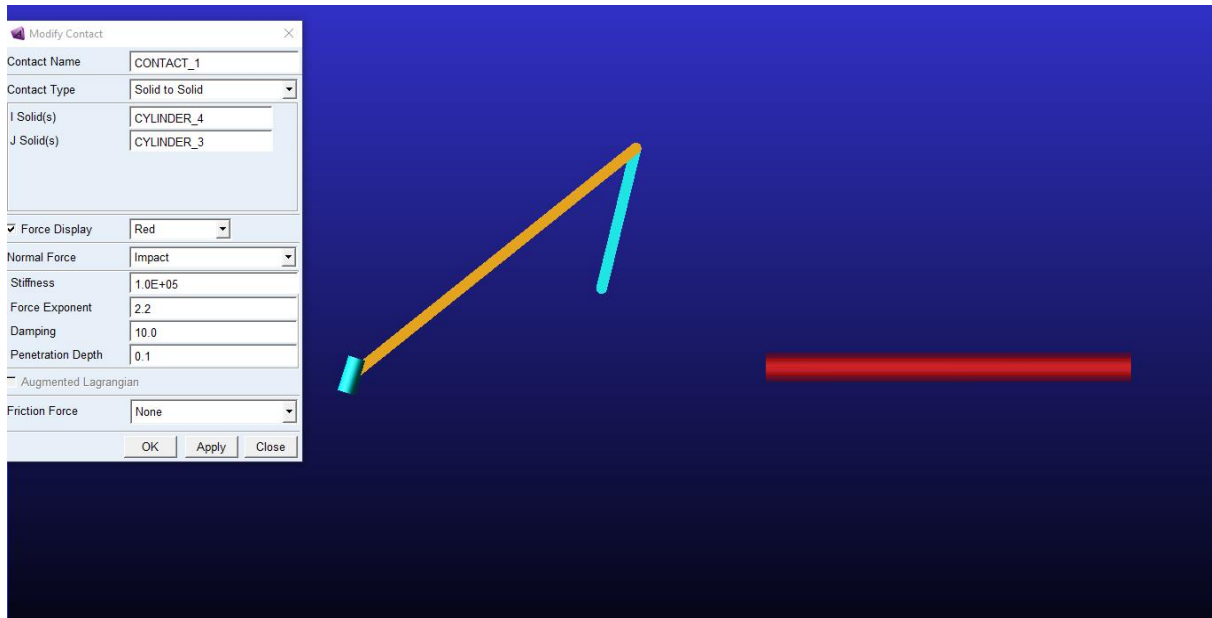


Abbildung 4: Die Bodies des MKS-Modells lösen sich während der Simulationszeit voneinander aus

Die Bodies des MKS-Modells in der Abbildung 4 wurden mit der Kontaktkraft modelliert. Hierbei ist zu sehen, dass sich mit den Parametern der Impact-Method die Bodies voneinander auslösen. Die Simulation wird hier ohne Reibung an der Kontaktstelle durchgeführt.

1.2 Ziel der Arbeit

Das Ziel dieser Arbeit ist es, ein nichtlineares Dämpfungsmodell zu entwickeln und anhand eines linearen Dämpfungsmodells zu validieren. Für die Erreichung dieses Ziels soll mittels drei verschiedener MKS-Modelle (Offenes, Freies, geschlossenes MKS-Modell) eine Parameterstudie zur Untersuchung der unterschiedlichen Dämpfungsarten für das Reibungsmodell, des linearen Dämpfermodells und anschließend des nichtlinearen Dämpfermodells durchgeführt werden.

1.3 Methodische Vorgehensweise

Diese Arbeit ist wie folgt aufgebaut. Nach der Einleitung folgt in Kapitel 2 die Behandlung der theoretischen Grundlagen. Im ersten Teil wird der Begriff Dämpfung eingeführt. Es wird erläutert, was man unter einer Dämpfung versteht, wie die Dämpfungsphänomene eingeteilt werden und danach werden daraus die wesentlichen Phänomene dargestellt und beschrieben. Es wird hierbei gezeigt, wie sich ein lineares Dämpfungsmodell zu einem nichtlinearen unterscheidet. Weiterhin werden die Grundlagen der Mehrkörpersysteme beschrieben. In diesem Teil wird der Begriff MKS erklärt und die Klassifikation vorgestellt. Anschließend werden die Kinematik und die Kinetik der MKS erläutert.

Das 3. Kapitel befasst sich mit der Vorstellung der Software Adams von MSC. Im ersten Teil werden die Funktionsweise und die wesentlichen Modellierungselemente in MSC Adams beschrieben. Daraufhin folgt in diesem Kapitel die Beschreibung des Settings von Dämpfungsmodellen in MSC Adams. Es wird hierbei erläutert, welche Möglichkeiten es gibt, um die Dämpfung bei der Modellierung zu untersuchen.

Kapitel 4 beschäftigt sich mit der Analyse der Dämpfungsphänomene. Dabei werden drei verschiedene MKS-Modelle (siehe Tabelle 2) zur Untersuchung der unterschiedlichen Dämpfungsarten genutzt. Es werden zunächst die analytischen Lösungen und Bewegungsgleichungen der sechs linearen MKS-Modelle ermittelt. Anschließend werden die mit Adams entwickelten MKS-Modellen präsentiert gefolgt von der Durchführung der Parameterstudie und der Diskussion der dargestellten Simulationsergebnisse.

Kapitel 5 beschreibt die Entwicklung und die Validierung des nichtlinearen Dämpfermodells. Hierbei wird es aus einem der sechs linearen MKS-Modelle erstellt. Weiterhin wird eine Parameterstudie durchgeführt, gefolgt von der Diskussion. Schließlich wird das nichtlineare anhand des linearen Modells verglichen und validiert.

Den Abschluss bildet Kapitel 6 mit einer Zusammenfassung und anschließendem Ausblick. Hierbei werden die Ergebnisse der Arbeit kurz wiedergegeben und schließlich Ansätze zum weiteren Vorgehen vorgestellt.

2 Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel werden die für diese Arbeit notwendigen Grundlagen erläutert. Um die Ergebnisse verstehen zu können, muss zuvor geklärt werden, was man unter dem Begriff Dämpfung versteht und wie sie eingeteilt werden kann. Diese erfolgt in Abschnitt 2.1 für der Begriff und in Abschnitt 2.2 für die Einteilung. In den Unterkapiteln 2.2.1, 2.2.2 und anschließen 2.2.3 werden nur die folgenden drei Wesentlichen Dämpfungsarten: Coulombsche Reibung in Abschnitt 2.2.1, Stokessche Reibung in 2.2.2 und zum Schluss Newtonsche Reibung in Abschnitt 2.2.3 erläutert. Weiterhin wird in Unterkapitel 2.3 die Grundlagen der Mehrkörpersysteme beschrieben. Dabei wird in Abschnitt 2.3.1 der Begriff und Klassifizierung der MKS erklärt. Bezüglich der Dynamik der MKS wird in Abschnitt 2.3.2 die Kinematik der MKS und in Abschnitt 2.3.3 die Kinetik der MKS beschrieben.

2.1 Begriff der Dämpfung

Folgende Inhalte zum Erläuterung des Begriffs der Dämpfung sind aus [2] entnommen: als Dämpfung in mechanischen Systemen wird, die bei zeitabhängigen Vorgängen stattfindende irreversible Umwandlung mechanischer Energie in andere Energieformen bezeichnet. Sie ist hauptsächlich mit der Umwandlung mechanischer Energie in thermische Energie verbunden. Dämpfung kann auch durch Energieabgabe an ein umgebendes Medium hervorgerufen werden und auch elektromagnetische und piezoelektrische Energiewandlung können zu Dämpfung führen, wenn die umgewandelte Energie anschließend dem mechanischen System nicht wieder zugeführt wird.

2.2 Einteilung der Dämpfungsphänomene

Die physikalischen Ursachen für Dämpfungen sind vielseitig. Neben Reibung, Wellenausbreitungs- oder Strömungsvorgängen kann auch die Phasenumwandlung in Materialien oder die Energieumwandlung infolge piezoelektrischer, magnetostriktiver oder elektromechanischer Vorgänge auftreten.

Die bei Dämpfung wirkenden Kräfte sind nichtkonservativ und sie können als innere und äußere Kräfte auftreten. Falls beim Freischneiden der Dämpfungskraft Actio und Reactio innerhalb der Systemgrenze wirken, handelt es sich um innere Dämpfung. Wenn die Reaktionskraft außerhalb der Systemgrenze wirkt, handelt es sich um äußere Dämpfung.

Arten innerer Dämpfung

- Werkstoffdämpfung infolge nichtelastischen Werkstoffverhaltens
- Reibung zwischen Bauteilen
- Umwandlung mechanischer Schwingungsenergie in elektrische Energie durch den piezoelektrischen Effekt und Dissipation infolge dielektrischer Verluste

Arten äußerer Dämpfung

- Reibung mit dem umgebenden Medium
- Schallabstrahlung in der Luft
- Körperschallabstrahlung in den Boden

Dämpfungsarten in mechanischen Systemen

- Werkstoffdämpfung
Diese Dämpfung kann auf die durch Verformung und/oder Verschiebung bewirkte Energie-dissipation im Werkstoff zurückgeführt werden. Zu diesen wesentlichen physikalischen Ursachen gehören:
 - Bei festen Werkstoffen
 - Verformungsinduzierte Wärmeströme
 - Gleitvorgänge
 - Mikroplastische Verformungen
 - Diffusionsvorgänge
 - Bei Fluiden
 - Strömungsverluste infolge von Zähigkeit
- Kontaktflächendämpfung
 - Reibung durch Relativbewegung in der Kontaktfläche
 - Pumpverluste des eingeschossenen Mediums durch Relativbewegung senkrecht zur Kontaktfläche
- Der Begriff „Strukturdämpfung“ umfasst:
 - Dämpfung in Führungen
 - Elektromechanische Dämpfung, diese kann durch piezoelektrische, magnetostriktiver oder elektromagnetische Effekte hervorgerufen werden.
 - Energieabgabe an das umgebende Medium
 - Luftdämpfung
 - Flüssigkeitsdämpfung
 - Bettungsdämpfung

In Rahmen dieser Arbeit werden die folgende Dämpfungsphänomen analysiert:

Kontaktflächendämpfung

- Reibung durch Relativbewegung in der Kontaktfläche, z.B. coulombsche Reibung. Diese wird in MSC Adams durch den Joint erstellt
- Pumpverluste des eingeschlossenen Mediums durch Relativbewegung senkrecht zur Kontaktfläche. Diese wird in MSC Adams durch Spring-Damper erstellt

Strukturdämpfung

- Dämpfung in Führungen kann in MSC Adams durch den Joint (Translational und Revolute) erstellt werden
- Energieabgabe an das umgebende Medium, z.B. stokesche Reibung und newtonsche Reibung.

Es gibt drei verschiedene Arten der Grundreibung, die bei der Gleitbewegung von relativen bewegten Reibpartnern entstehen:

- coulombsche Reibung
- stokesche Reibung
- newtonsche Reibung

In den nächsten Abschnitten werden wir uns mit diesen drei wesentlichen Dämpfungsphänomenen beschäftigen

2.2.1 coulombsche Reibung

Festreibung, auch coulombsche Reibung genannt, ist ein äußeres Dämpfungsphänomen, das zwischen relativ bewegten Reibungspartnern auftritt. Die Bewegung der Körper, die sich zueinander bewegen, kann durch die Reibungskraft erschwert werden. Ohne Schmierung sind die Reibungskräfte fast unabhängig von der Größe der Bewegungsgeschwindigkeit. Ihre Richtung ist der Geschwindigkeit entgegengesetzt [3].

Die Reibungskraft ist näherungsweise proportional zur Anpresskraft und lässt sich in zwei Komponenten aufteilen. Es gibt unter anderem die Haftreibung und die Gleitreibung.

$$F_R = \begin{cases} -\mu_D F_N \text{sign}(v) ; & v \neq 0 \text{ (Gleitreibung)}, \\ F_S ; & v = 0 \text{ (Haftreibung)}. \end{cases} \quad (2.1)$$

Die Haftreibung: Um einen auf einer ebenen Unterlage liegenden Körper aus dem Ruhezustand zu bringen, muss eine kritische Kraft (die statische Reibungskraft F_S) überwunden werden [4].

der Maximalbetrag der Haftreibungskraft ist:

$$F_{Smax} = \mu_S F_N. \quad (2.2)$$

Der Koeffizient μ_S wird als statischer Reibungskoeffizient oder statischer Reibbeiwert bezeichnet. Er ist abhängig von der Materialpaarung, ist aber nahezu unabhängig von der Kontaktfläche und der Oberflächenrauheit [4].

Die Gleitreibung (auch kinetische Reibungskraft oder dynamische Reibungskraft) F_D ist die Widerstandskraft, die nach Überwindung der Haftung wirkt. Sie weist keine wesentliche Abhängigkeit und Rauigkeit der Oberflächen auf [4].

$$F_D = \mu_D F_N. \quad (2.3)$$

Bezüglich der Koeffizienten der Haftreibung und Gleitreibung gilt: $\mu_S \geq \mu_D \geq 0$.

Falls die Summe der äußeren Kräfte F_{ext} kleiner als die maximale Haftreibungskraft ist, verharrt das System in der Haftreibung und es herrscht ein Kräftegleichgewicht [5].

$$F_S = -F_{ext}; \quad |F_{ext}| \leq \mu_S F_N. \quad (2.4)$$

Andernfalls ist die Haftreibungskraft betragsmäßig gleich dem Maximalwert (Gl.2.2), wirkt jedoch entgegen der Summe der äußeren Kräfte [5].

$$F_S = -\mu_S F_N \text{sign}(F_{ext}); \quad |F_{ext}| > \mu_S F_N. \quad (2.5)$$

Die nachfolgenden Abbildungen 5 und 6 dienen zur Veranschaulichung der coulombschen Reibung in Abhängigkeit der Einwirkungskräfte und Geschwindigkeit.

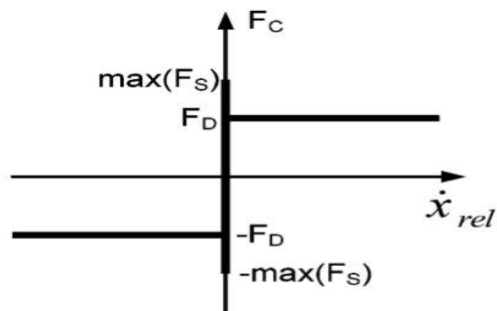


Abbildung 5: coulombsche Reibungskräfte in Abhängigkeit der Geschwindigkeit [5]

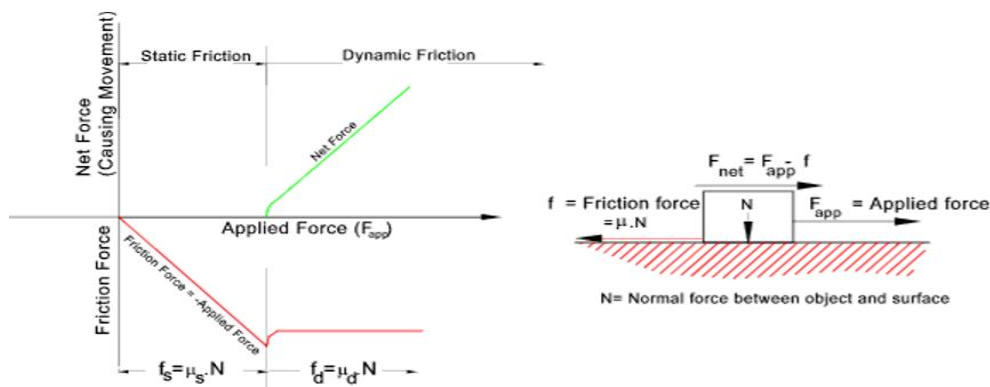


Abbildung 6: Visualisation of Coulomb Friction [6]

Abbildung 6 zeigt, dass die Haftreibung jeder ausgeübten Kraft entgegenwirkt, solange sich das Objekt nicht bewegt und im statischen Bereich bleibt. Sobald die Geschwindigkeit nicht null wird, geht die statische Reibung $F_S = \mu_S F_N$ in kinetische Reibung (Dynamische Reibung) $F_D = \mu_D F_N$ über, die für jede Geschwindigkeit ungleich null konstant ist (Siehe auch Abbildung 5). Die Übergangsphase erscheint in der Abbildung 6 als Diskontinuität [6].

2.2.2 stokesche Reibung

Die meisten mechanischen Vorgänge, die zu Dämpfung führen, sind nichtlinear. Zum Beschreiben der Dämpfung in der Praxis wird meist näherungsweise ein lineares Dämpfungsmodell verwendet. Das einfachste lineare Dämpfungsmodell ist eine Dämpfungskraft, die proportional zur Geschwindigkeit ist:

$$F_D = dv \quad (2.6)$$

Dabei ist:

d = die Dämpfungskonstante

v = die Bewegungsgeschwindigkeit

Ein Beispiel hierfür ist die stokesche Reibung (auch viskose Reibung genannt). Dieser Reibungstyp tritt dort auf, wo sich feste Körper in einem Fluid bewegen. Die Reibungskraft ist proportional zur Geschwindigkeit. Bei geschmierten Reibungspartnern ist häufig eine Kombination aus trockener und viskoser Reibung festzustellen, wie in Abbildung 7 zu sehen [5].

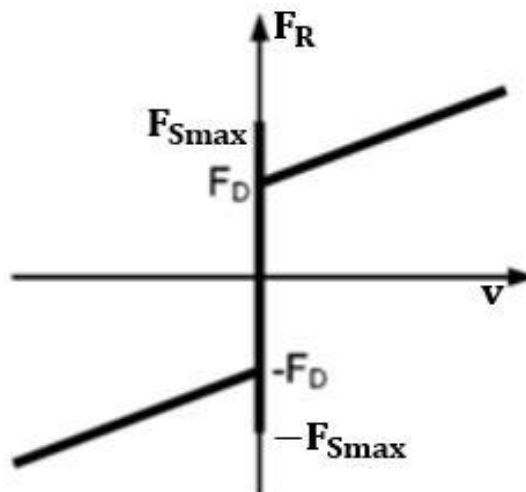


Abbildung 7: Coulomb und Stokes Reibung [5]

Betrachtet man beispielweise eine Kugel mit dem Radius R , die sich durch eine Flüssigkeit oder Gas mit der Viskosität η und der relativen Geschwindigkeit v bewegt, dann lautet die Stokes Reibungskraft oder Dämpfungskraft

$$F_D = F_R = 6\pi R\eta v. \quad (2.7)$$

Setzt man $K = 6\pi R\eta$ dann erhält man hier das einfachste lineare Dämpfungsmodell

$$F_D = Kv. \quad (2.8)$$

Die Dämpfungskraft ist proportional zur Geschwindigkeit v . K ist hier als Proportionalitätsfaktor oder Reibungskoeffizient. Dieses Dämpfungsmodell wird als viskose Dämpfung bezeichnet. Da die Richtung der Reibungskraft bezüglich der Geschwindigkeit entgegengesetzt ist, kann man, wie Folgt, die Dämpfungskraft mit dem Vorzeichen Minus schreiben:

$$F_D = -Kv \quad (2.9)$$

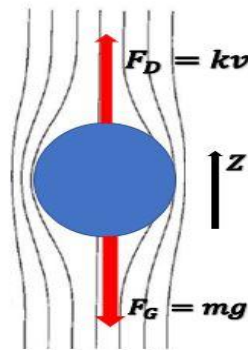


Abbildung 8: Kräfte am fallenden Körper mit der Stokeschen Reibung

Die Abbildung 8 zeigt die Kräfte an einem fallenden Körper mit der Stokeschen Reibung. Dabei ist die Strömungsform des umgebenden Mediums laminar. Dieses lineare Dämpfungsmodell wird in Kapitel 4 ausführlich analysieren.

2.2.3 newtonsche Reibung

Stokesche Reibung tritt bei kleiner Geschwindigkeit von Körpern in Flüssigkeiten oder Gasen auf. Dabei ist die Strömung laminar, aber bei einer bestimmten kritischen Geschwindigkeit, das heißt bei einer sehr schnellen Bewegung von Körpern in Flüssigkeiten oder Gasen wandelt sich die Strömungsform von laminar zu Turbulenz um und es entsteht daraus eine Wirbelbildung. Dies führt dazu, dass die Dämpfungskraft oder Reibungskraft näherungsweise proportional zum Quadrat der Bewegungsgeschwindigkeit ist. Diese Reibungsart wird Newtonsche Reibung genannt und die daraus entstehende Dämpfung als Turbulenzdämpfung bezeichnet. Die Dämpfungskraft ist hier entgegen der Bewegung

gerichtet und man kann die Dämpfungskraft in folgender Formel ausdrücken:

$$F_D = -Kv^2. \quad (2.10)$$

Diese Dämpfungskraft entspricht einem nichtlinearen Dämpfungsmodell und da die Bewegungsgeschwindigkeit quadratisch ist, muss der Vorzeichenwechsel bei Bewegungsumkehr gemäß der Reibung explizit durch Fallunterscheidung berücksichtigt werden. Das heißt aus

$$F_D = -Kv^2 \text{ wird } F_D = -Kv^2 \text{sign}(v) \begin{cases} -Kv^2 \text{sign}(v) \text{ für } v > 0 \\ Kv^2 \text{sign}(v) \text{ für } v < 0 \end{cases} \quad (2.11)$$

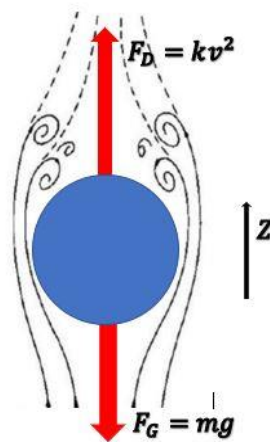


Abbildung 9: Kräfte am fallenden Körper mit newtonscher Reibung

In der Abbildung 9 sind die Kräfte an einem fallenden Körper mit newtonscher Reibung zu sehen. Dabei ist der Strömungsform des umgebenden Mediums Turbulenz und mit Wirbeln. Dieses nichtlineare Dämpfungsmodell wird in Kapitel 5 ausführlich analysieren.

2.3 Grundlage der Mehrkörpersysteme

In diesem Abschnitt werden nur die für die Arbeit wichtigsten Grundlagen und Gleichungen vorgestellt. Die entsprechenden Herleitungen können aus den zitierten Quellen entnommen werden. Den Begriff der Mehrkörpersysteme und die Klassifizierung werden zuerst erläutert, danach wird für die Kinematik der MKS die Lage und Geschwindigkeit dargestellt. Bezüglich der Kinetik der MKS wird es nur auf die Bewegungsgleichung in Absolutkoordinaten beschränken.

2.3.1 Begriff und Klassifizierung der MKS

Ein Mehrkörpersystem besteht vorwiegend aus massenbehafteten starren Körpern, zwischen denen innere Kräfte und Momente wirken, die auf masselose Bindungselemente und Koppellemente zurückgehen. Darüber hinaus steht das System unter der Einwirkung von äußeren Kräften und Momenten [7].

Die Masseneigenschaften der starren Körper sind im Schwerpunkt konzentriert und bezüglich der Freiheitsgrade ist das MKS um Größenordnungen geringer als bei den FEM-Ansätzen [8]. Zu den masselosen Bindungselementen und Koppellementen zählt man unter anderem Gelenke, Reibungselemente, Lagestellglieder, Federn, Lager, Führungen und Kraftstellglieder (siehe Abbildung 10).

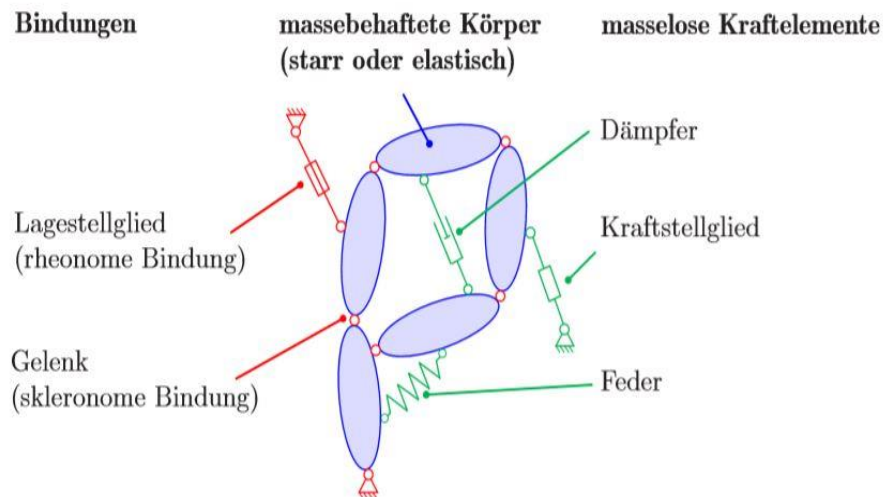


Abbildung 10: Modellelemente eines Mehrkörpersystems [9]

Um den Aufwand bei der Modellerstellung gering zu halten, wird nach dem Grundsatz gearbeitet: So komplex wie nötig, aber so einfach wie möglich. Die folgende Abbildung 11 stellt die Vorgehensweise bei der Modellerstellung anhand von drei Modellierungsstufen dar.

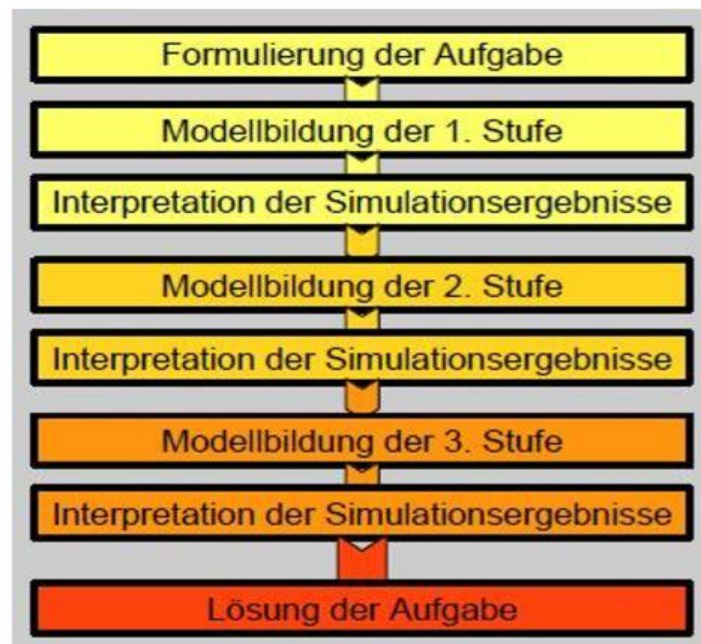


Abbildung 11: Modellierungsstufen der Mehrkörpersimulation [10]

Die Modellierungsstufen bestehen aus maximal drei Iterationsschritten der Modellbildung und sind jeweils mit einer Interpretation der Simulationsergebnisse verbunden. Am Anfang der Modellierung soll zuerst eine klare Formulierung der Aufgabenstellung gemacht werden. Danach soll das MKS-Modell von einem Schritt zum nächsten optimiert und bei Bedarf noch mehr Details hinzugefügt werden. Zum Schluss hat man für die eingangs formulierte Aufgabenstellung eine Lösung. Bezüglich der Anwendung in der Praxis bedeutet das, dass man zuerst ein möglichst einfaches Modell erstellt und es nach der Analyse mit realen Messdaten validieren soll. Nach einer detaillierten Ausarbeitung folgt eine weitere Validierung mit Realen Messdaten. Bedarfsweise soll das Modell weiterhin optimiert werden, bis zur möglichen Abbildung der realen Messdaten. Eine andere Möglichkeit zur Validierung des MKS-Modells, beispielsweise Für ein einfaches System ist es, die Analytischen Berechnungsergebnisse zu berücksichtigen. Bei der Modellerstellung besteht jede Modellierungsstufe aus verschiedenen Parametern und jeder Parameter besitzt seine berechneten Größen. Die folgende Tabelle 1 stellt Modellierungsparameter und die berechenbaren Größen in jeder Stufe dar.

Stufe	Parameter	Berechenbare Größen
1	<ul style="list-style-type: none"> • Geometrische Größen (Längen, Winkel usw.) • Massen, Trägheitsmomente • Kinematische Bewegungsabläufe • Antriebskräfte/-momente 	<ul style="list-style-type: none"> • Kinematische Größen (Starrkörperbewegung) • Gelenk- und Lagerkräfte • Fundamentbelastungen • Abtriebskräfte/-momente
2	<ul style="list-style-type: none"> • Federkonstanten, Torsions-/ Biegesteifigkeiten • Dämpferkonstanten und Materialkennwerte • Zeitlich veränderliche Antriebskräfte/-momente 	<ul style="list-style-type: none"> • Eigenfrequenzen und Eigenformen • Resonanz- und Tilgereffekte • Ortskurven und Stabilitätsbereiche
3	<ul style="list-style-type: none"> • Haft-/Reibbewerte • energetische Eingangsgrößen • Kennlinien für Motor- und Bremsmomente • Nichtlineare Kennwerte (geometrisch, stofflich) 	<ul style="list-style-type: none"> • nichtlineares Schwingungsverhalten • nichtlineare Kenngrößen • amplitudenabhängige Resonanzeffekte • Grenzbereiche und Wechselwirkungen

Tabelle 1: Modellierungsparameter der drei Stufen und die Berechenbare Größen [10]

Die Klassifizierung der Mehrkörpersysteme kann auf verschiedene Arten dargestellt werden, Beispielsweise nach der Topologie, der Kinematik oder nach den Bindungsarten. Die folgende Tabelle 2 stellt die Klassifizierung von Mehrkörpersystemen dar.

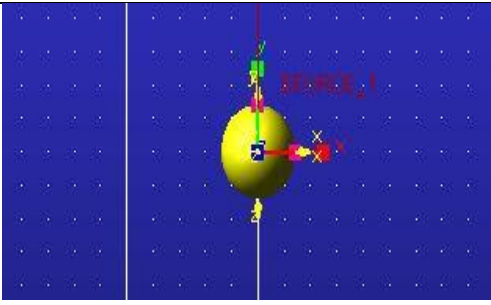
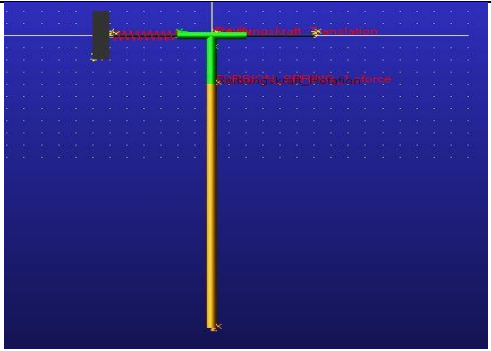
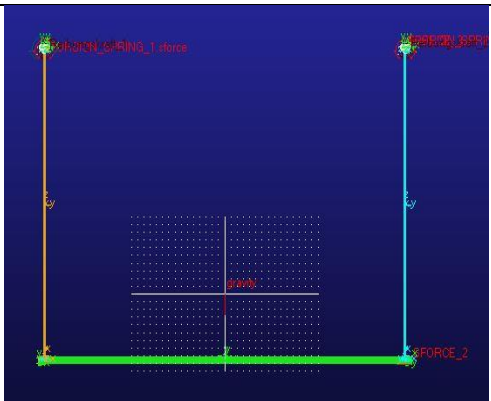
MKS-Modelle	Bilder
Freies MKS	
Offenes MKS	
Geschlossenes MKS	

Tabelle 2: Klassifizierung nach der Topologie

Ein freies MKS ist ein Sonderfall des Mehrkörpersystems und weist kein Verbindungselement oder Koppellement auf. Es kann sich bezüglich der Kinematik in der Ebene bzw. im Raum bewegen. Bei einem offenen Mehrkörpersystemen kann man zwischen einer Kettenstruktur und einer Baumstruktur unterscheiden. Der Anfang der Kette ist mit der Umgebung verbunden und das Ende ist frei. Außerdem kann es auch eine abhängige kinematische Körperschleife haben, das heißt die Bewegung eines Körpers kann durch den hinteren oder vorderen Körper beschränkt werden. Die Anzahl der Gelenke stimmt mit der Anzahl der Körper überein,

$$n_G = n. \quad (2.12)$$

Ein geschlossenes Mehrkörpersystem unterscheidet sich von einem offenen MKS dadurch, dass bei einem geschlossenen MKS der Anfang und das Ende der Kette mit der Umgebung verbunden sind.

Die kinematischen Schleifen ergeben sich durch die Differenz zwischen der Anzahl der Gelenke und der Anzahl der Körper,

$$n_s = n_G - n. \tag{2.13}$$

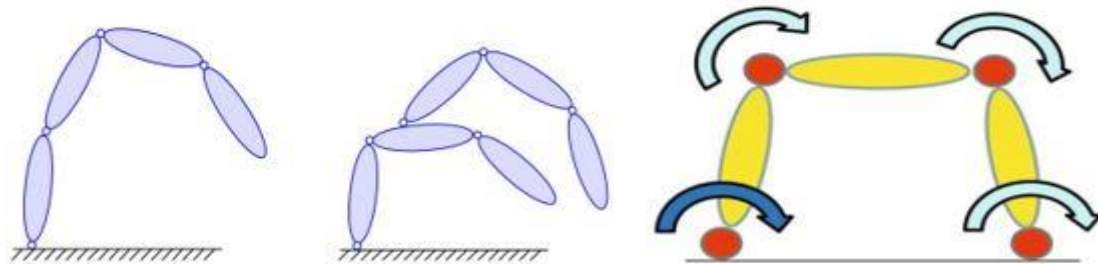


Abbildung 12: Links Kettstruktur, in der Mitte Baumstruktur, Rechts geschlossen [9] [8]

In Abbildung. 12 sind die Kettstruktur, die Baumstruktur und anschließend die geschlossene Struktur des MKS dargestellt.

MKS-Modelle	Merkmale	Bilder
Ebenes MKS	<ul style="list-style-type: none"> • Alle Körperpunkt bewegen sich parallel zu einer Bewegungsebene E • Nur Verschiebungen parallel zu E und Drehung um Achsen senkrecht zu E 	
Sphärisches MKS	<ul style="list-style-type: none"> • Alle Körperpunkte bewegen sich auf Kugeloberflächen um den Fixpunkt Z • Nur Drehungen um Achsen durch Z 	
Räumliches MKS	<ul style="list-style-type: none"> • Räumliche Bewegungen der Körper 	

Tabelle 3: Klassifizierung nach der Kinematik [9]

Die Klassifizierung kann auch nach den Bindungsarten erfolgen. Hierbei kann man zwischen expliziten oder impliziten, skleronomen oder rheonomen sowie holonomen und nicht holonomen MKS unterscheiden.

Holonome Mehrkörpersysteme sind Systeme, bei denen die Bewegungsfreiheit einer oder mehrerer Lagegrößen durch mechanische Bindungen eingeschränkt ist, [7]. Sie lassen sich in der folgenden Form schreiben:

$$g(r_1, \dots, r_n) = 0, \quad (2.14)$$

$$g(r_1, \dots, r_n, t) = 0. \quad (2.15)$$

Die Bindungen der Form (2.14) werden als skleronom bezeichnet, da sie nicht unabhängig von der Zeit sind. Bindungen dagegen, die die Form (2.15) entsprechen, werden als rheonom bezeichnet, weil sie zeitlich veränderlich sind. Hinsichtlich der Mathematik werden die Bindungen (2.14) bzw. (2.15) als implizite Bindungen bezeichnet. Bei den expliziten Bindungen ist die Lagegrößen r_i eine Funktion der Minimalkoordinaten q ,

$$r = f(q). \quad (2.16)$$

Im Gegensatz zu den holonomen Bindungen wird bei den nicht holonomen nur die Bewegungsfreiheit der Geschwindigkeitsgrößen eingeschränkt. Man kann dies in folgender Form schreiben:

$$v = w r. \quad (2.17)$$

2.3.2 Kinematik der MKS

Um die Bewegung eines starren Körpers im Raum in Bezug auf ein Koordinatensystem K_0 zu beschreiben, wird ein körperfestes Koordinatensystems K_1 eingeführt siehe Abbildung 11 [9].

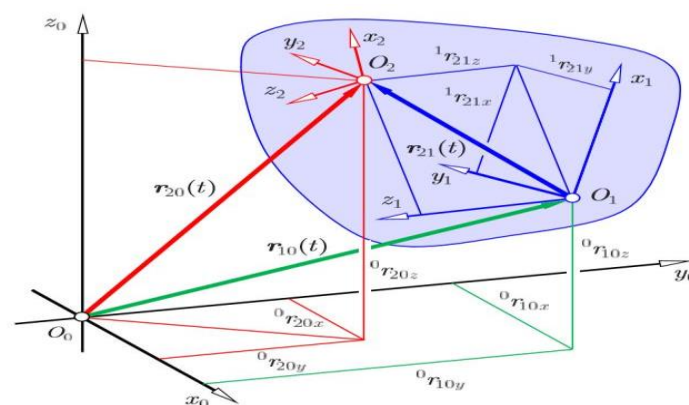


Abbildung 13: Beschreibung der Lage eines starren Körpers im Raum [9]

In der Abbildung 13 wird die Lage des starren Körpers mit den körperfesten Koordinatensystemen K_1 und K_2 bezüglich des Initialsystems K_0 durch den Vektor $r_{10}(t)$, $r_{20}(t)$ und $r_{21}(t)$ im Raum beschrieben.

Nach [9] gilt für den zeitlich veränderlichen Vektor $r_{20}(t)$ von O_0 nach O_2 unter Verwendung des körperfesten Vektors r_{21} von O_1 nach O_2

$$r_{20}(t) = r_{10}(t) + r_{21}(t). \quad (2.18)$$

Hinsichtlich des Inertialsystems K_0 lautet diese Vektorgleichung ${}^0r_{20}(t) = {}^0r_{10}(t) + {}^0r_{21}(t)$. Mit Hilfe der zeitlich veränderlichen Drehmatrix $T_{01}(t)$ und dem Vektor ${}^1r_{21}$ erhält man der Vektor

$${}^0r_{21}(t) = T_{01}(t) \cdot {}^1r_{21}. \quad (2.19)$$

Damit ergibt sich insgesamt

$${}^0r_{20}(t) = {}^0r_{10}(t) + T_{01}(t) \cdot {}^1r_{21}. \quad (2.20)$$

Der Geschwindigkeitsvektor $\dot{r}_{20} = v_{20}$ von O_2 ergibt sich durch die zeitliche Ableitung des Vektors $r_{20}(t)$ des Punktes O_2 aus (2.12),

$$\dot{r}_{20}(t) = \dot{r}_{10}(t) + \dot{r}_{21}(t) \text{ oder}$$

$$v_{20}(t) = v_{10}(t) + \dot{r}_{21}(t). \quad (2.21)$$

Die zeitliche Änderung des körperfesten Vektors r_{21} erhält man mit dem Vektor w_{10} ,

$$\dot{r}_{21}(t) = \tilde{\omega}_{10}(t) \cdot r_{21}(t). \quad (2.22)$$

Dabei ist der Vektor $\tilde{\omega}_{10}$ der schiefsymmetrische Tensor, den man aus den Koordinaten der Winkelgeschwindigkeit ω_{10} des körperfesten Systems K_1 in Bezug auf das System K_0 erhält,

$$\omega_{10} = \begin{bmatrix} \omega_{10x} \\ \omega_{10y} \\ \omega_{10z} \end{bmatrix} \Rightarrow \tilde{\omega}_{10} = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_{10z} & \omega_{10y} \\ \omega_{10z} & 0 & -\omega_{10x} \\ -\omega_{10y} & \omega_{10x} & 0 \end{bmatrix} \quad (2.23)$$

Das Einsetzen von (2.16) in (2.15) ergibt die Geschwindigkeit $v_{20}(t)$,

$$v_{20}(t) = v_{10}(t) + \tilde{\omega}_{10}(t) \cdot r_{21}(t). \quad (2.24)$$

2.3.3 Kinetik der MKS

Zur vollständigen mathematischen Beschreibung eines Mehrkörpersystems gibt es drei Arten von Bewegungsgleichungen. Man hat unter anderem kinematische, kinetische und anschließend Algebraische Bewegungsgleichungen. Die folgende Tabelle stellt die Bewegungsgleichungen in Absolutkörperkoordinaten am Beispiel eines Gelenkvierecks dar.

Koordinatensystem	Bewegungsgleichung	Darstellung
Absolute Körperkoordinaten	<ol style="list-style-type: none"> 1. $\dot{\hat{r}} = \hat{H}(\hat{r}) \hat{v}$ 2. $\hat{M} \dot{\hat{v}} = \hat{f}^{ec}(\hat{r}, \hat{v}, t) + G^T(\hat{r}, t) \lambda$ 3. $0 = g(\hat{r}, t)$ 	

Tabelle 4: Bewegungsgleichungen in Absolutkörperkoordinaten [9]

Bei der Bewegungsgleichung in absoluten Körperkoordinaten werden alle Gelenke des Systems durch implizite Bindungen beschrieben. Die Bewegungsgleichungen werden in den absoluten Lagekoordinaten \hat{r} der Körper bezüglich des raumfesten Systems K_0 unter Berücksichtigung der expliziten Reaktionsbedingungen mit den minimalen Koordinaten der Reaktionskraftwinder an den Gelenken aufgestellt [9].

In der Tabelle 4 entspricht die erste Gleichung der kinematischen Bewegungsgleichung. Dabei ist:

- $\dot{\hat{r}}$ die zeitliche Ableitung der Lagegrößen
- $\hat{H}(\hat{r})$ die Matrix in der kinematischen Differentialgleichung für absolute Körperkoordinaten
- \hat{v} der Vektor der räumlichen Geschwindigkeit

Bezüglich der zweiten Gleichung hat man die Kinetische Bewegungsgleichung, hierbei ist:

- \hat{M} die Massenmatrix bezogen auf die Absolutgeschwindigkeit
- $\dot{\hat{v}}$ die zeitliche Ableitung des Vektors der räumlichen Geschwindigkeit
- $\hat{f}^{ec}(\hat{r}, \hat{v}, t)$ die Summe der eingepägten Kräfte, Zentrifugal- und Corioliskräfte
- $G^T(\hat{r}, t)$ die transponierte Bindungsmatrix
- λ die minimalen Reaktionskoordinaten oder der Lagrange-Multiplikationsfaktor

Die dritte Gleichung ist die algebraische Gleichung (auch Bindungsgleichung genannt). Diese entspricht auch der Lagrange-Gleichung erster Art des Mehrkörpersystems. Das Caret (^) steht hier für die Zusammenfassung rotatorischer und translatorischer Größen. Das Produkt $G^T(\hat{r}, t) \lambda$ aus der transponierten Bindungsmatrix und den minimalen Reaktionskoordinaten in der zweiten Gleichung der Tabelle 4 entspricht ebenfalls dem Vektor der Reaktionskräfte f^r . Daraus kann man die Bewegungsgleichung in die vereinfachte Form

$$M\ddot{x} = F^{ec} + F^r \quad (2.25)$$

Hierbei ist $\ddot{x} = \hat{v}$ und $F^r = G^T(\hat{r}, t) \lambda$.

Die Gl (2.25) entspricht der zusammengefassten Form der Newton-Euler-Gleichung der Mehrkörpersysteme.

3 Vorstellung der Software MSC Adams

Dieses Kapitel befasst sich mit der Vorstellung der Software Adams von MSC. Um die Funktionsweise der Software verstehen zu können, wird in den Unterkapiteln 3.1 und 3.2 die Grundeinstellung der Software MSC Adams erläutert. In Abschnitt 3.3 werden die wesentlichen Modellierungselemente in MSC Adams vorgestellt. Dabei werden nur die für die Arbeit wichtigsten Elemente zur Modellierung des MKS-Modells, wie Z.B. die Bibliothek (Bodys), mit der man die geometrische Form des Grundkörpers erstellen kann, erklärt. Anschließend werden in Unterkapitel 3.4 die verschiedenen Varianten zur Modellierung der unterschiedlichen Dämpfungsarten in MSC Adams gezeigt. Im ersten Teil wird in Abschnitt 3.4.1 gezeigt, wie man die Dämpfung durch den Spring-Damper einstellen kann. Danach wird ebenfalls in Abschnitt 3.4.2 geklärt, wie die Dämpfung durch eine parametrisierte Dämpfungskraft modelliert werden kann. Der Abschnitt 3.4.3 beinhaltet die Erstellungsmöglichkeit der Reibung zwischen den zwei relativ bewegten Reibpartnern. Zum Schluss wird in Abschnitt 3.4.4 die Einstellung der Reibung zwischen zwei Körpern, die unter der Kontaktkraft verbunden sind, vorgestellt. In Rahmen dieser Bachelorarbeit wurde das kommerzielle Simulationsprogramm Adams der Firma MSC verwendet. Das Akronym Adams steht für **A**utomatic **D**ynamic **A**nalysis of **M**echanical **S**ystems. MSC Adams ermöglicht die Analysierung des Bewegungsverhaltens von Mehrkörpersystemen bzw. dreidimensionalen mechanischen Systemen unter Berücksichtigung aller physikalischen Interaktionen. Adams verfügt über eine vielfältige Analysemöglichkeit wie z. B. Statik, Kinematik, Dynamik, Linearisierung und Frequenzanalyse. Die leistungsfähigen und robusten numerischen Methoden sind dafür ausgelegt, um nichtlineare und dynamische Probleme wie Spiele, Reibung und kontakte von einem einfachen Impakt bis zum komplexen Kontaktproblem zu lösen [11]. Zur Modellierung Mechanischer Systeme bietet Adams eine komplette und umfangreiche Bibliothek an Modellierungselementen mit einem grafischen User-Interface (GUI) (siehe Abbildung) an.

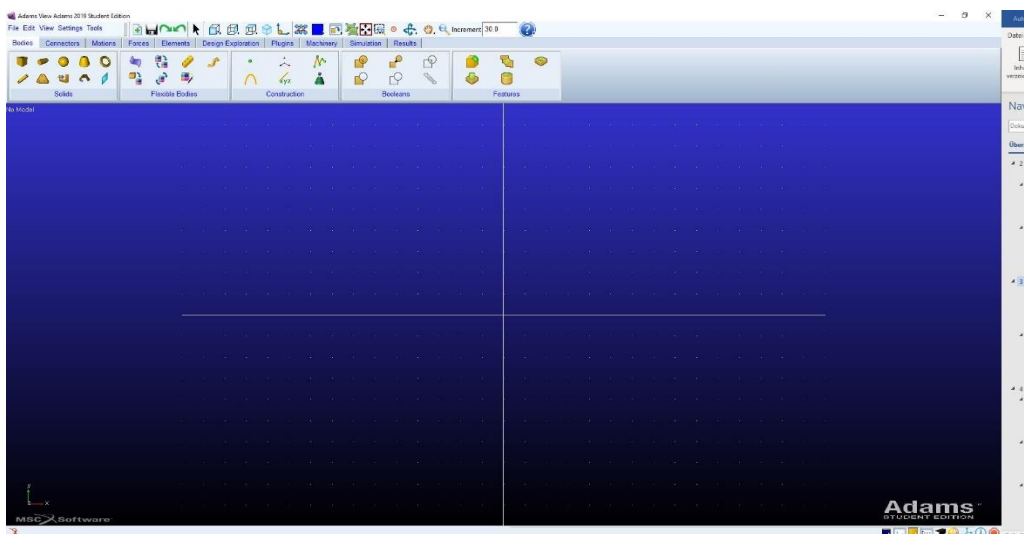


Abbildung 14: Benutzeroberfläche (GUI) MSC ADAMS View 2019

Bezüglich der Simulationsergebnisse bittet Adams auch neben den Berechnungen die Möglichkeit, Kräfte, Positionen, Geschwindigkeit und Beschleunigung aller Systemkomponenten zu visualisieren.

3.1 Erstellen eines neuen Modells

Beim Starten eines neuen Modells erscheint nach dem Start von Adams die Willkommen Dialogbox (siehe Abbildung 15). Damit kann der Anwender eine neue Datenbank erstellen oder eine existierende wiederverwenden. Die willkommen-Dialogbox erscheint auch, wenn man ein neues Modell über den New-Database-Befehl erstellen möchte.

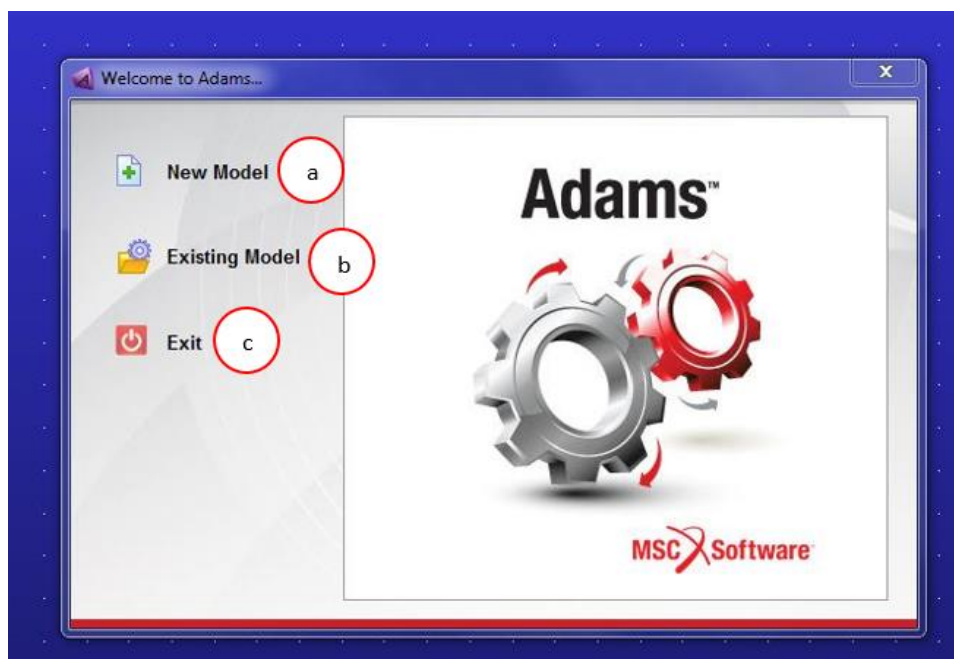


Abbildung 15: Das Willkommen Dialog Box

- a. Damit kann ein neues Modell erstellt werden
- b. Dadurch kann ein existierendes Modell aufgerufen werden
- c. Ermöglicht das Verlassen von Adams

Um eine Simulation in MSC Adams durchzuführen, muss man zuerst ein Einheitensystem definieren. Nachdem man „New Model“ (a) in der Dialogbox ausgewählt hat, erscheint das Fenster „Create a New Model“. Damit wird das Einheitensystem des neuen Modells eingestellt (siehe Abbildung 16).

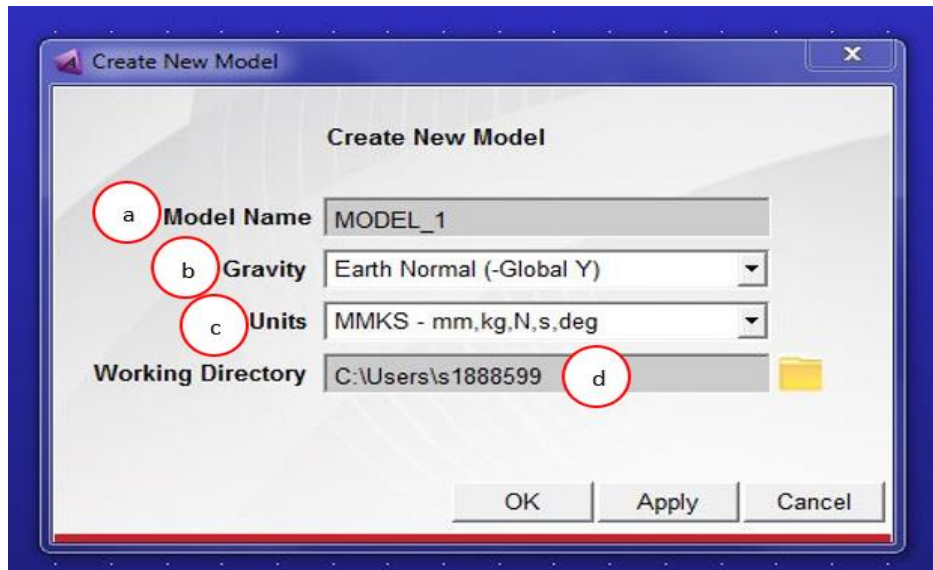


Abbildung 16: Fenster zum Einstellen des neuen Modells

- a. Der Name des Modelles kann dort eingegeben werden.
- b. Unter Der Gravitation (Gravity) kann die Größe und Richtung der Erdbeschleunigung wie folgt angegeben werden:
 Earth normal: Legt die Erdbeschleunigung auf 1G (9,82) fest.
 No Gravity: Schaltet die Erdbeschleunigung aus.
 Other: Stellt die Erdbeschleunigung wie gewünscht ein (Bestätigung mit "OK", nachdem die Dialogbox erscheint)
- c. Ermöglicht das Einstellen der Einheit. Adams rechnet mit Sekunden (s) und Grad (°) und stellt folgende Einheiten zur Verfügung:
 MMKS = Millimeter, Kilogram, Newton, Second
 MKS = Meter, Kilogram, Second
 CGS = Centimeter, Gram, Second
 IPS = Inch, Pound Masse bzw. Pound Force, Second
 Die dargestellten numerischen Berechnungsergebnisse, die von der Software ausgegeben werden, beziehen sich auf das festgelegte System. Diese Modellierungsparameter können jeder Zeit nachträglich unter "Setting" geändert werden.
- d. Bei "Working Directory" wird der Speichertort der Modelle festgelegt.

Möchte man aber ein existierendes Modell öffnen, dann erscheint der fenster zum Hochladen des Modells nach der Betätigung von "Existing Model" in der Dialogbox (siehe Abbildung 17).

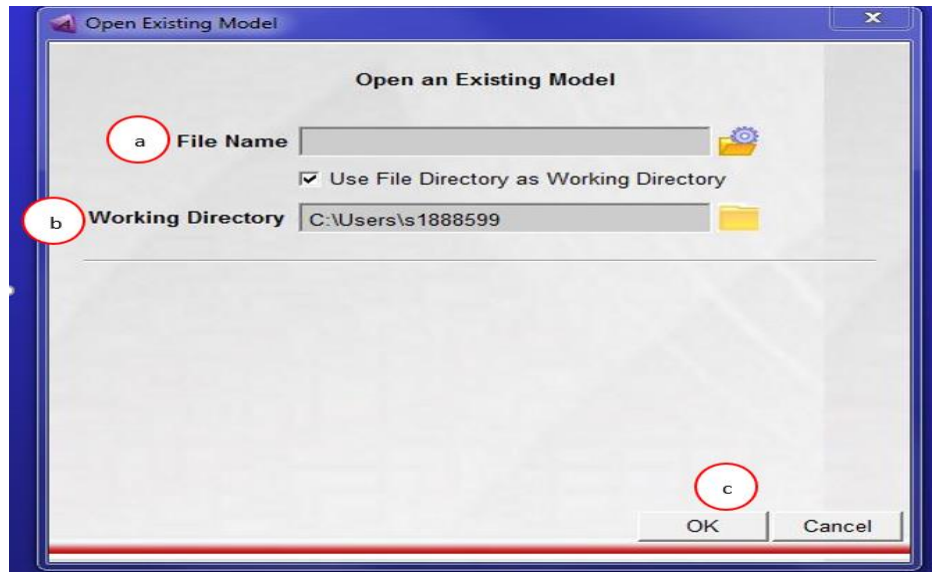


Abbildung 17: Fenster zum Hochladen des Existierten Modells

- a. Unter "File Name" kann das Existierende Modell hochgeladen werden.
- b. Bei "Working Directory" erscheint nach dem Hochladen der Speicherort.
- c. Bei der Bestätigung mit "Ok" erscheint das Modell in der Arbeitsumgebung.

3.2 Koordinatensystem in MSC Adams

Zum Lokalisieren eines Körpers gibt es unter "Working Grid" das globale Koordinatensystem (Koordinatensystem K_0). Es das ist die Basiskoordinatensystem auf das sich alle lokalen Koordinaten (körperfestes Koordinatensystem) von den Körpern beziehen. Jeder hergestellte Körper bekommt nach der geometrischen Eingabe ein lokales Koordinatensystem und eine Schwerpunktkoordinate zum Berechnen des Massenträgheitsmoments. Durch das lokale Koordinatensystem können die Lage und Position der Körper geändert werden.

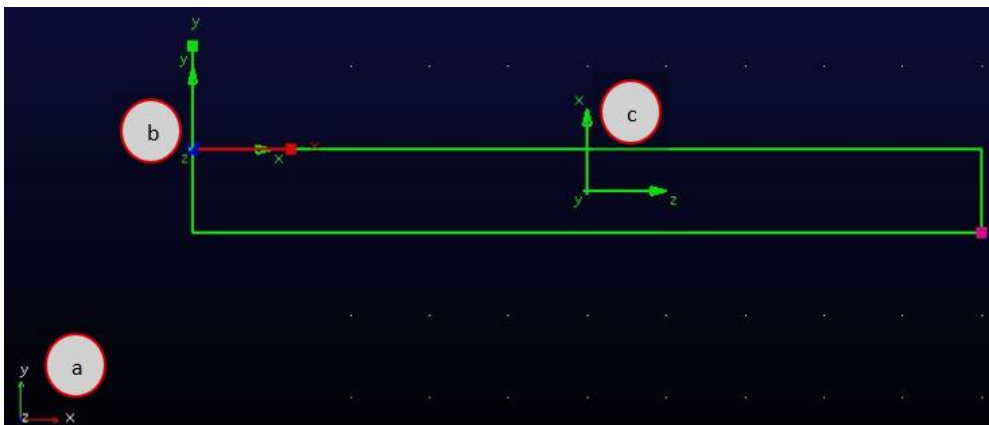


Abbildung 18: Globale und Lokale Koordinatensysteme

- Das Globales Koordinatensystem (Koordinatensystem K_0)
- Das lokale Koordinatensystem des Körpers
- Die Koordinate des Schwerpunktes

Wenn man auf die lokale Koordinate des Körpers mit rechte mause taste drückt, kann unter Modify die Lage des Körpers ändert siehe Bild.

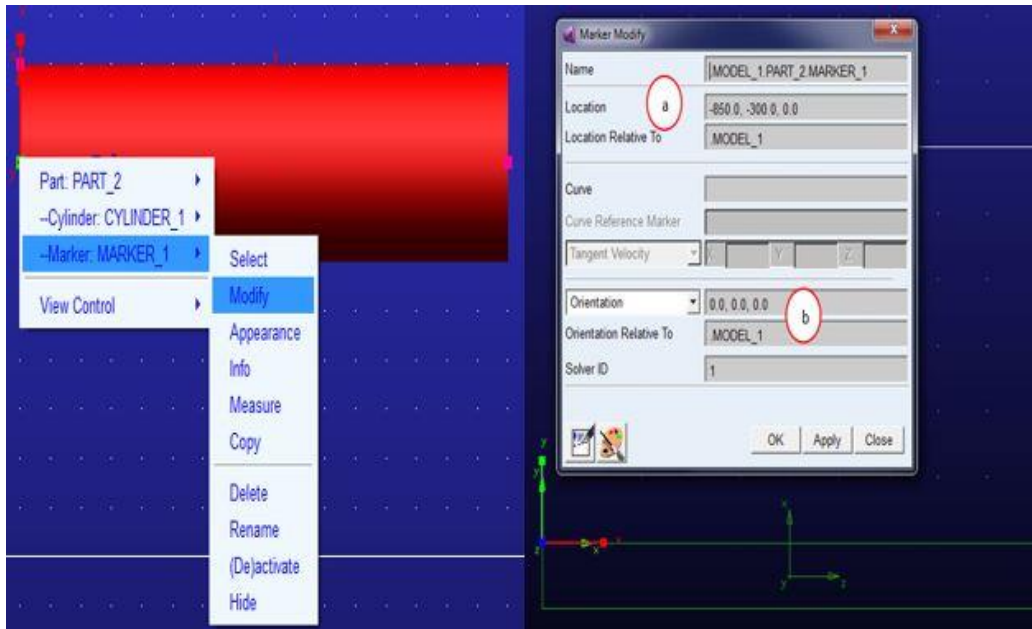


Abbildung 19: Änderung der Lage durch das lokale Koordinatensystem

- Die Lage kann unter der "Location" geändert werden.
- Unter "Orientation" kann der Körper durch Winkeländerung des Koordinatensystems gedreht werden.

3.3 Wesentliche Modellierungselemente in MSC Adams

In diesem Abschnitt wird die Bibliothek der Modellierungselemente, die in der verwendeten Simulationssoftware zur Verfügung steht, dargestellt. Es wird nur auf die Elemente eingegangen, die für diese Arbeit relevant sind. Diese Elemente sind unter anderem Bodys, Connertors, Motions, Forces, Elements, Design Exploration, Plugins, Machinery, Simulation, Results usw. Im Menu "Browser" werden alle Modellierungsschritte strukturiert und können jeder Zeit dort die vorher genannten Menü geändert werden.

Bodys

Unter der Bibliothek "Bodies" (Körper) kann die Geometrie eines Körpers durch die folgenden Unterordner erstellt werden (siehe Abbildung).

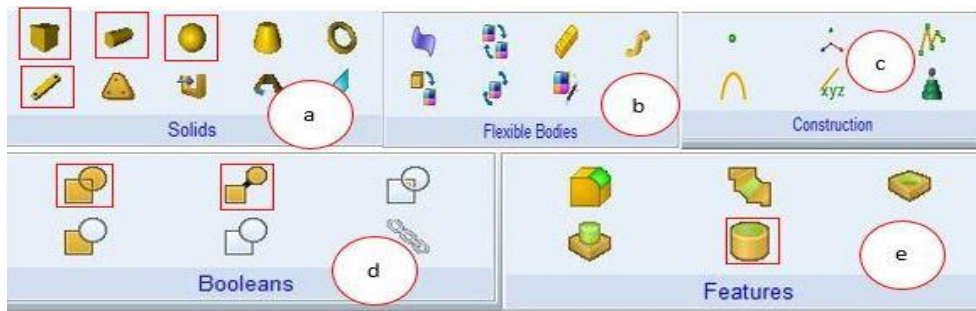


Abbildung 20: Elemente der Bibliothek Bodies

- Mit dem Unterordner Solids wird die geometrische Form des Grundkörpers erstellt. Bei den markierten Solids geht es um die Box (Quader), den Cylinder (Zylinder), der Kugel (Sphere) und Anschließend den Link (Stab). Die damit erzeugten Körper sind starre Körper (rigid Bodies).
- Die starren Körper können durch den Unterordner "Flexible bodies" zu einem flexiblen Körper geändert werden. In diesem Fall spricht man von Adams-view/Flex. Mit Adams-view/Flex kann nur ein Körperteil des Modells zum flexiblen Körper geändert werden. Für eine Modellierung mehrerer Körper steht Adams/Flex zur Verfügung.
- Ermöglicht die Konstruktion zum Beispiel von kurven oder Arc und Koordinatensystem.
- Ermöglicht die Operationen gemäß der booleschen Algebra z. B. zur Vereinigung, von zwei oder mehr Körpern.
- Damit können die Formen der erzeugten Körper modifiziert werden, z.B. Radien, Phasen oder das Einfügen eines Bolzens. Die in der Abbildung 20 markierte Form dient der Erstellen eines Hohlkörpers

Connectors

In der Bibliothek "Connertors" können die Körper untereinander und mit der Umgebung verbunden werden.

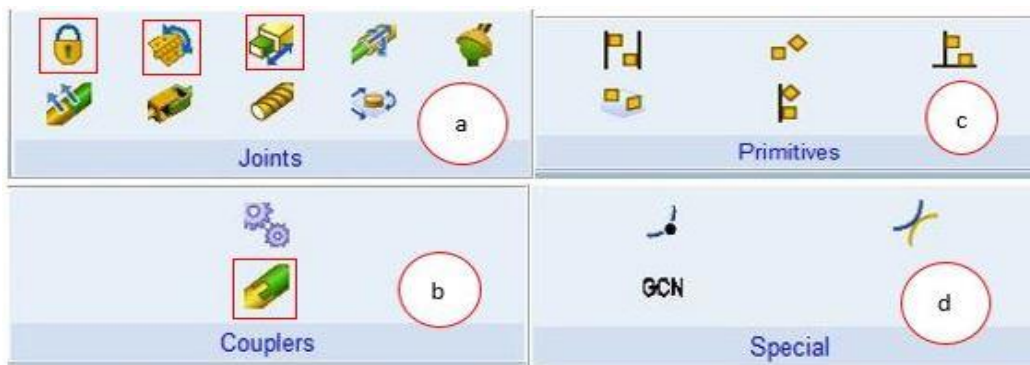


Abbildung 21: Modellierungsbibliothek Connectors

In der Abbildung 21 hat man folgende Bindungselemente:

- a. Der Unterordner "Joints" (Gelenke) besteht aus Bindungselementen wie z. B. das Fixed Joint, zum Befestigen der Körper miteinander oder mit dem "Ground (Boden)", Das Revolute Joint für die Rotationsbewegung und das Translational Joint zur Erzeugung der Translationsbewegung. Diese Bindungselemente haben unterschiedliche Wertigkeiten und können wie folgt klassifiziert werden:
 - Das Fixed Joint (sechs-wertiges Bindungselemente),
 - das Translational Joint (fünf-wertiges Bindungselemente),
 - das Revolute Joint (fünf-wertiges Bindungselemente).
- b. Damit können Körper mit "Add on Constraint" gekoppelt werden. Das Bindungselement dient zur Übertragung der Bewegungen von einem Körper zu einem anderen.
- c. Ermöglicht die Erstellung von primitiven Joints, mit denen Körper mit den Böden oder Umgebung verbunden werden können.
- d. Ermöglicht zum Beispiel die Constraint zwischen zwei Kurven oder Punkten (2D curve-curve Constraint)

Forces

In der nachfolgenden Abbildung 22 der Bibliothek "Forces" werden die eingreifenden Kräfte und die masselosen Kraftelemente dargestellt.



Abbildung 22: Bibliothek Forces

- a. Damit können die einwirkenden äußeren Kräfte auf dem Modell angebracht werden. Von oben nach unten handelt es sich um Single-Component Force (Einzelkraft), Single-Component Torque (Einzelmoment),
- b. Bei "Flexible Connections" hat man die Möglichkeit, die masselosen Kraftelemente wie z. B. Translational Spring-Damper (Feder/viskoser Dämpfer) im Fall eine Translationsbewegung und Rotational Spring-Damper (Drehfeder/viskoser Drehdämpfer) für eine Rotationsbewegung zu erzeugen.
- c. Das oben markierte Icon bei "Special Forces" erzeugt die Kontaktkräfte an der Kontaktstelle zwischen zwei sich relative bewegten Körper. Die Parameterdefinition zur Erzeugung des Kontakts wird in Abschnitt 3.4.4 dargestellt.

Design Exploration

Die Abbildung 23 zeigt die Bibliothek für den Entwurf und die Untersuchung der Systemvariablen.

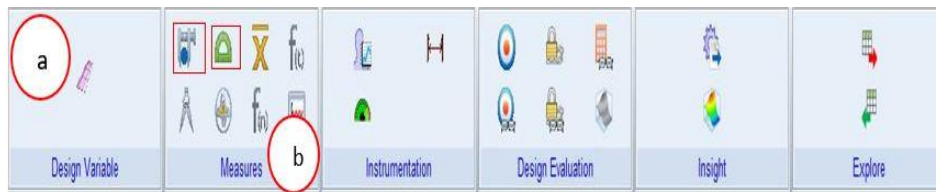


Abbildung 23: Bibliothek Design Exploration

- a. Manche Variablen, die bei jeder Modellierungstufe definiert sind, können nicht direkt bei der Modellierung eingegeben werden. Vor dem Einsatz müssen die zuerst entworfen werden und dies kann bei MSC Adams mittels des Unterordners "Design Variable" realisiert werden. Die Parametrisierung der Modelle erfolgt unter "Design Variable" durch das fenster "Create Design Variable" (siehe Abbildung 24)

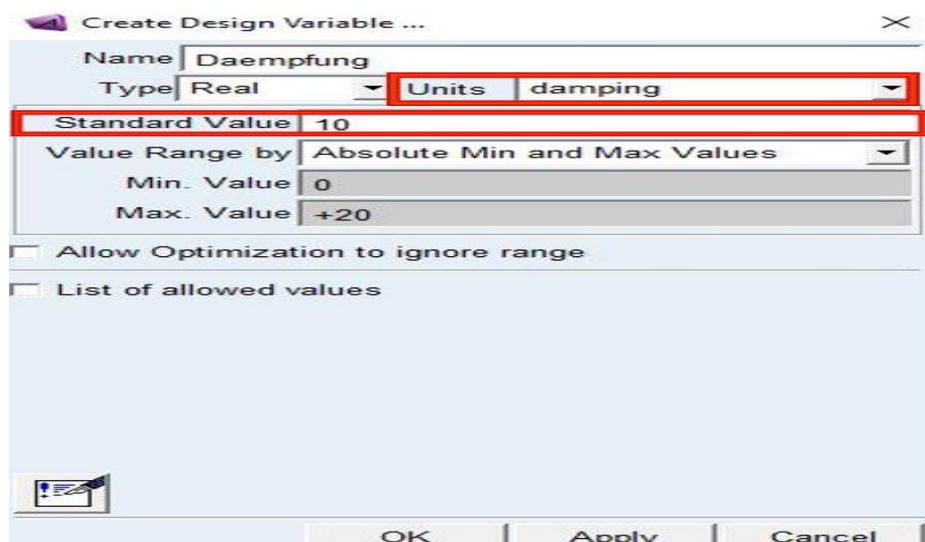


Abbildung 24: Fenster zum Entwerfen einer Variablen

Die festzulegenden Größen bei der Erstellung einer Variable sind die Units (Einheiten) und der Standard-Value (Parameter). Bei Units kann man die Einheit auswählen, die der Variablen entspricht. Die ausgewählte Einheit in der Abbildung 24 ist "damping" (Dämpfung) und der Standard Value ist 10. Die damit erstellte Variable ist eine Dämpfungskonstante mit dem Betrag 10 Ns/m für eine Translationsbewegung und 10 Nm/s für eine Rotationsbewegung.

- b. Der Unterordner "Measures" enthält Messfunktionen, mit denen die Variablen eines Körpers wie z. B. die Geschwindigkeit, der Weg und der Winkel eines rotierenden Körpers gemessen werden können.



Abbildung 25: Fenster zur Messung einer Variablen

Die Abbildung 25 zeigt das Fenster zur Erstellung einer Messung der Ballgeschwindigkeit. Die Wahl der gewünschten Größe erfolgt bei "Characteristic", Dort befindet sich die Variable des Körpers "Ball". Die gemessene Geschwindigkeit ist hier die des Ballschwerpunkts. Unter "Component" kann man auswählen, welche Komponente der Geschwindigkeit gemessen werden soll. Über "mag (Magnitude) kann man den Betrag der Variable haben. Nach dem bestätigen mit "Ok" erscheint ein Diagramm der Geschwindigkeit mit dem aktuellen Wert. Wird eine Simulation durchgeführt, kann man beobachten, welche Werte die Geschwindigkeit währenddessen annimmt.

Im Unterordner "Measures" erfolgt die Winkelmessung eines Körpers mittels des oben rechts markierten Piktogramms. Durch das Anwählen dieses Piktogramms erscheint das in Abbildung 26 dargestellte Fenster.



Abbildung 26: Fenster zur Winkelmessung

Zur Messung der Winkel müssen drei Koordinatensysteme nacheinander erzeugt werden.

Durch "OK" wird der Vorgang abgeschlossen und es erscheint auch an dieser Stelle ein Winkel-
diagramm, womit man bei der nächsten Simulation die Rotation des Körpers und die
angenommenen Werte beobachten kann.

Simulation

Eine Simulation kann in der Bibliothek "Simulation" durch den Unterordner "Simulate" durchgeführt
werden.

Die folgende Abbildung 27 erscheint nach dem Anwählen des Piktogramms des Zahnrads.

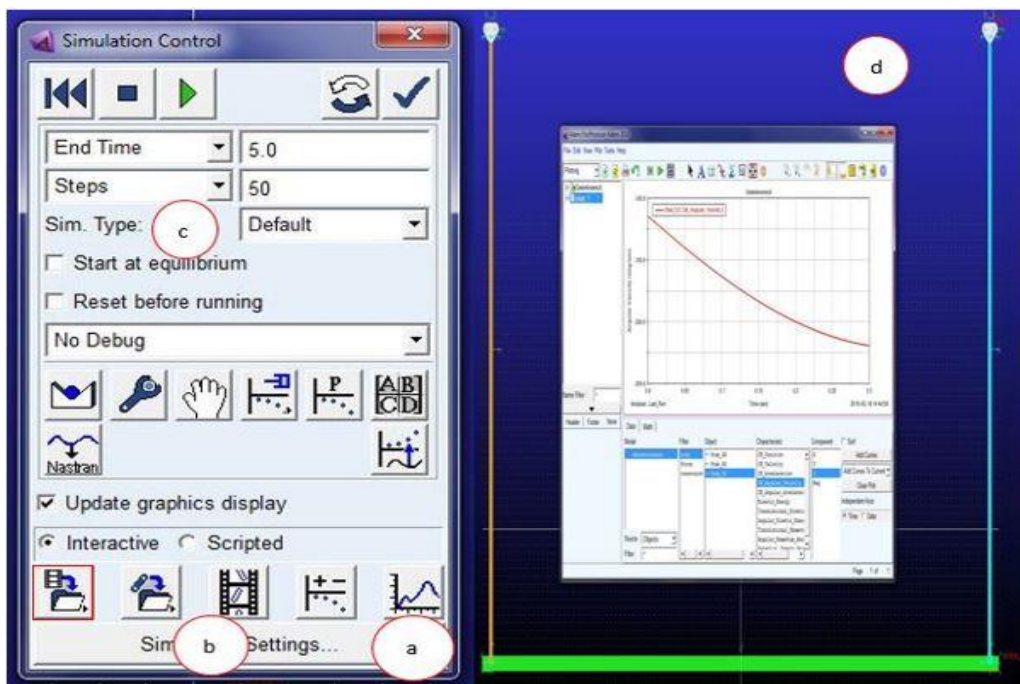


Abbildung 27: Simulation Control Window

Durch die Fenster in Abbildung 27 kann die Simulation nach der Eingabe der Simulationsparameter
durchgeführt werden. Jede durchgeführte Simulation kann durch das unten links markierte Piktogramm
gespeichert werden. Alle gespeicherten Simulationen können nach der Darstellung des
Diagrammfensters durch den Postprocessor unter "Result" Sets aufgerufen werden.

- Mit dem Klicken auf (a) kann man die Simulationsergebnisse im Fenster (d) visualisieren. Eine
andere Möglichkeit wäre es, die Ergebnisse über den Postprocessor in der Bibliothek "Results"
zu visualisieren.
- Damit kann die Simulation eingestellt werden, zum Beispiel die Animation zeigen lassen
- Dadurch können die Simulationsparameter eingestellt werden
- Die Darstellung der Simulationsergebnisse in Form eines Diagramms.

3.4 Setting von Dämpfungsmodellen und Reibungsmodellen in MSC Adams

Zum Erzeugen der Dämpfung bzw. Reibung in einem Modell bietet MSC Adams verschiedene Möglichkeiten. In diesem Abschnitt werden alle für diese Arbeit relevanten Erzeugungsmöglichkeiten der Dämpfung vorgestellt.

3.4.1 Dämpfung durch Spring-Damper

In der Bibliothek "Forces" befindet sich im Unterordner "Flexible Connections" der Spring-Damper. Dabei kann zwischen dem Translational- und Rotational Spring-Damper unterscheiden werden, womit die Dämpfung in einem Modell erzeugen werden kann. Die Abbildung 28 stellt das Fenster für die Definition der Dämpfungsparameter dar.

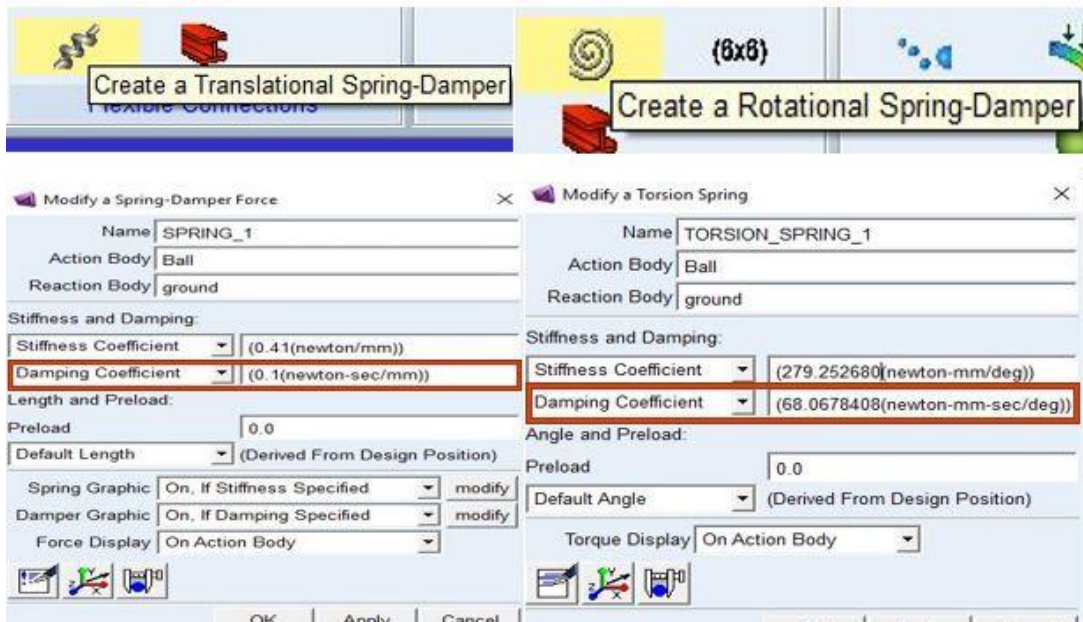


Abbildung 28: Modify a Translational and Rotational Spring-Damper

Durch "Modify a Spring-Damper" können die Parameter der Feder und Dämpfung geändert werden. Es besteht die Möglichkeit beim Spring-Damper nur aus einer der beiden Parameter einzusetzen. Möchte man beispielsweise nur Dämpfung haben, dann wählt man bei "Stiffness Coefficient" "No Stiffness" aus, damit der Spring-Damper ein reines Dämpfungselement wird. Die für die Arbeit festzulegende Größe ist hier der "Damping Coefficient" (Dämpfung in $\frac{N \cdot s}{mm}$ für die Translationsbewegung und Dämpfung in $\frac{N \cdot m \cdot s}{deg}$ für die Rotationsbewegung).

3.4.2 Dämpfung durch Dämpfungskräfte

In den Abschnitten 2.2.2 und 2.2.3 wurde bereits die Form der Dämpfungskräfte erläutert. Dabei hatte man zwischen der Linearen Dämpfungskraft ($F_D = K\dot{v}$) und der nichtlinearen Dämpfungskraft

($F_D = -Kv^2 \text{sign}(v)$) unterscheidet. Diese Dämpfungsmodelle können wie folgt in Adams erzeugt werden. Die Dämpfungskonstante K wird in der Bibliothek "Design Exploration" durch den Unterordner "Design Variable" erstellt.

Nachdem man den Unterordner "Design Variable" gewählt hat, öffnet sich das Fenster "Create Design Variable" (siehe Abbildung 29).

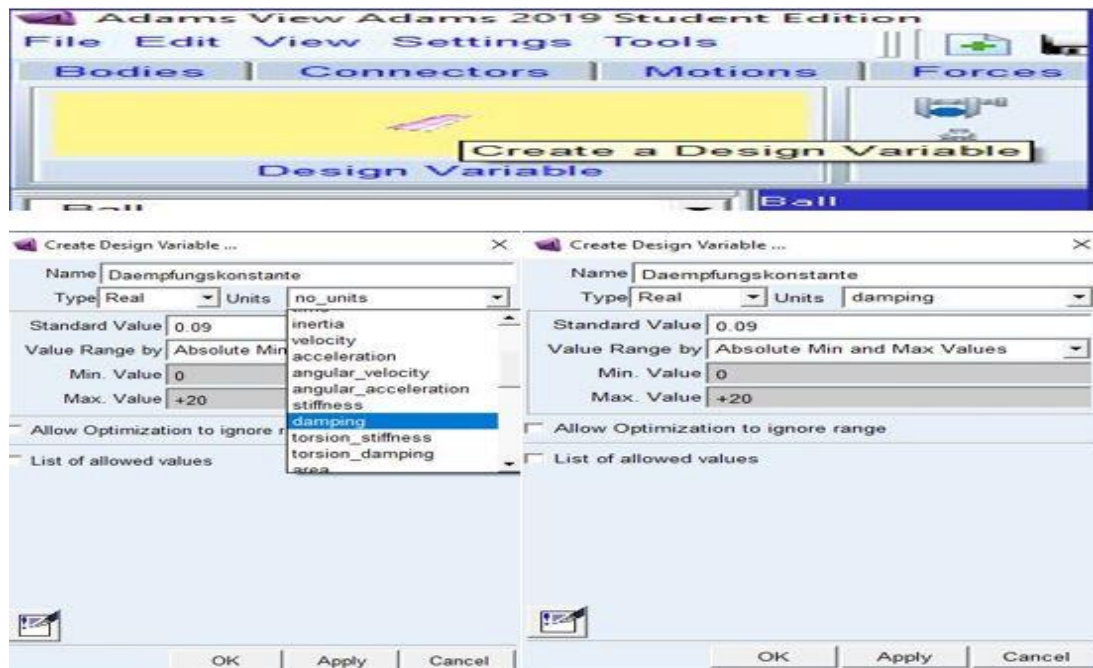


Abbildung 29: Fenster zum Erstellen der Dämpfungskonstante K

Die festzulegenden Größen für die Definition des Dämpfungsparameters K sind Units und die Standard-Value. Bei Units wählt man "damping" aus, damit die Einheit der Parameter festgelegt und danach wird der Betrag der Dämpfungskonstante in dem Standard Value eingegeben wird. Anschließend wird mit "OK" der Dämpfungskoeffizient erstellt. Durch den Unterordner "Measures" wird die Geschwindigkeit v des betrachteten Körpers gemessen. Bei der Messung der Geschwindigkeit kann man entweder den Körper auswählen und danach mit dem Piktogramm des Messschiebers die Geschwindigkeit messen lassen oder man wählt zuerst das Piktogramm und es erscheint danach das "Database Navigator" Fenster und unter der Browse wird der gewünschte Körper ausgewählt (siehe Abbildung 30).

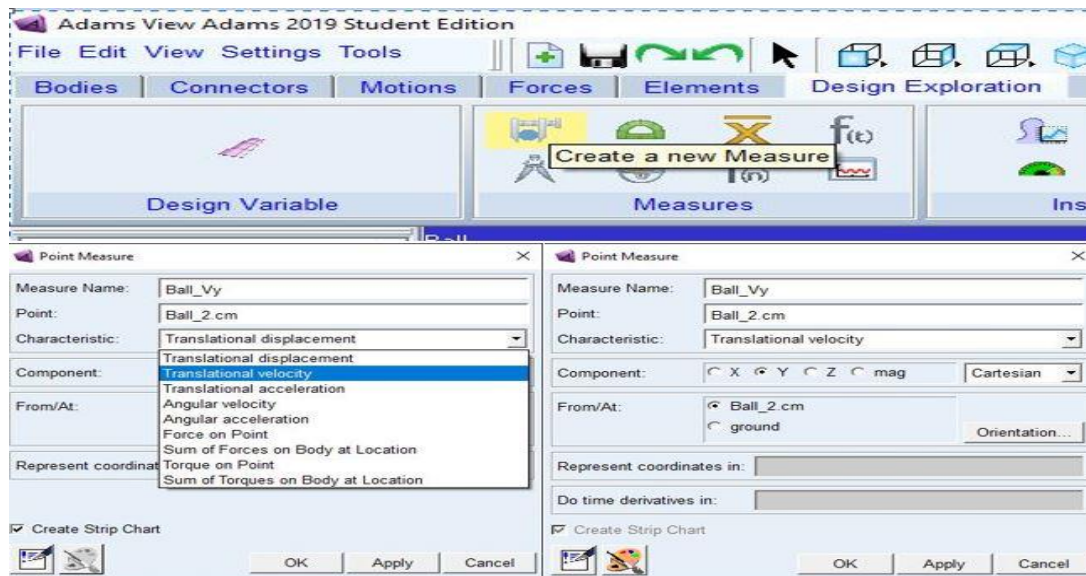


Abbildung 30: Fenster zum Messen der Geschwindigkeit des Körpers

Im Fenster "Point Measure" wird die Geschwindigkeit definiert. Bei "Characteristic" wählt man "Translational Velocity" und unter "Component" legt man fest, welchen Geschwindigkeitskomponenten man messen möchte. Mit Anklicken von OK wird die Geschwindigkeit gemessen und es erscheint das Diagramm aus Abbildung 31.

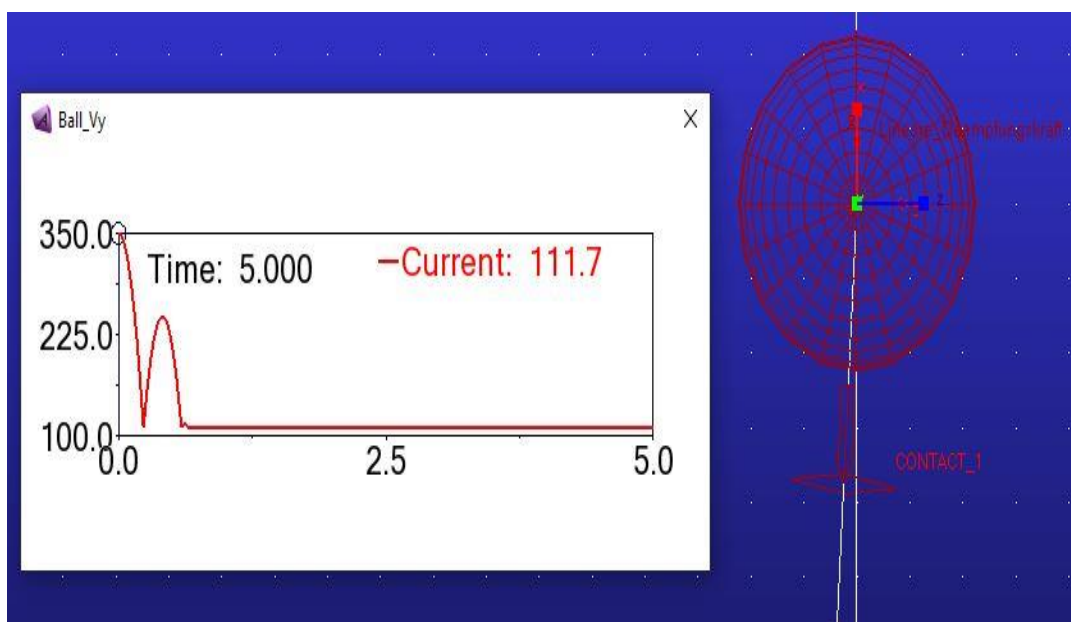


Abbildung 31: Diagramm der Geschwindigkeit V_y

Zum Erstellen der Kraft $F_D = Kv$ wird im Menu "Forces" über den Unterordner "Applied Forces" die Single-Component-Force ausgewählt und an dem Körper angebracht. Unter der Browse in Ordner Forces klickt man auf die Kraft zweimal an oder mit rechte Maustaste "Modify" auswählen (siehe Abbildung 32).

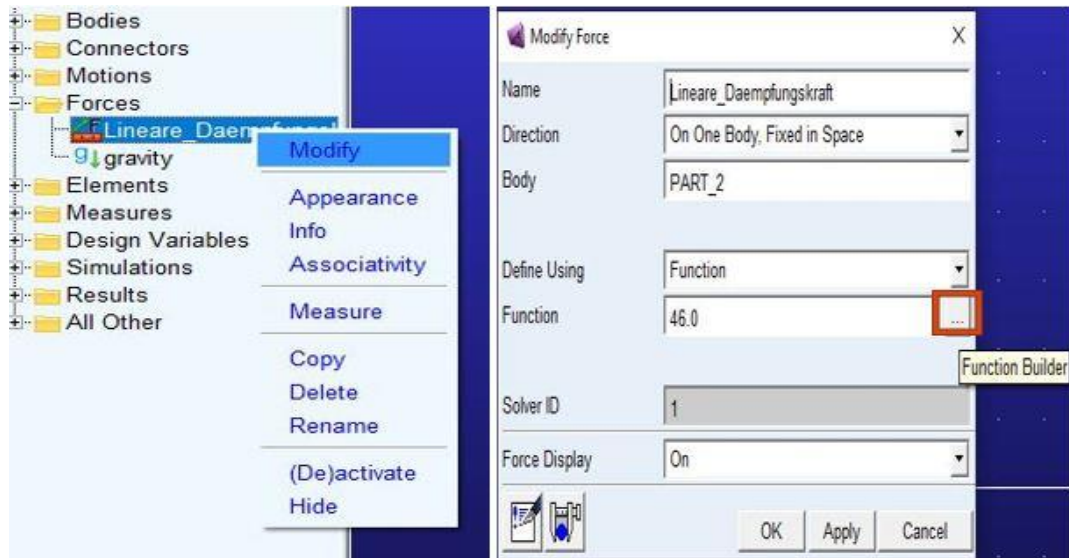


Abbildung 32: Modify Force Window

Zur Definition der Kraft wird das Fenster "*Function Builder*" durch die markierte Stelle aufgerufen und danach wird die Parameter im Fenster *Function Builder* (siehe Abbildung 33) eingegeben.

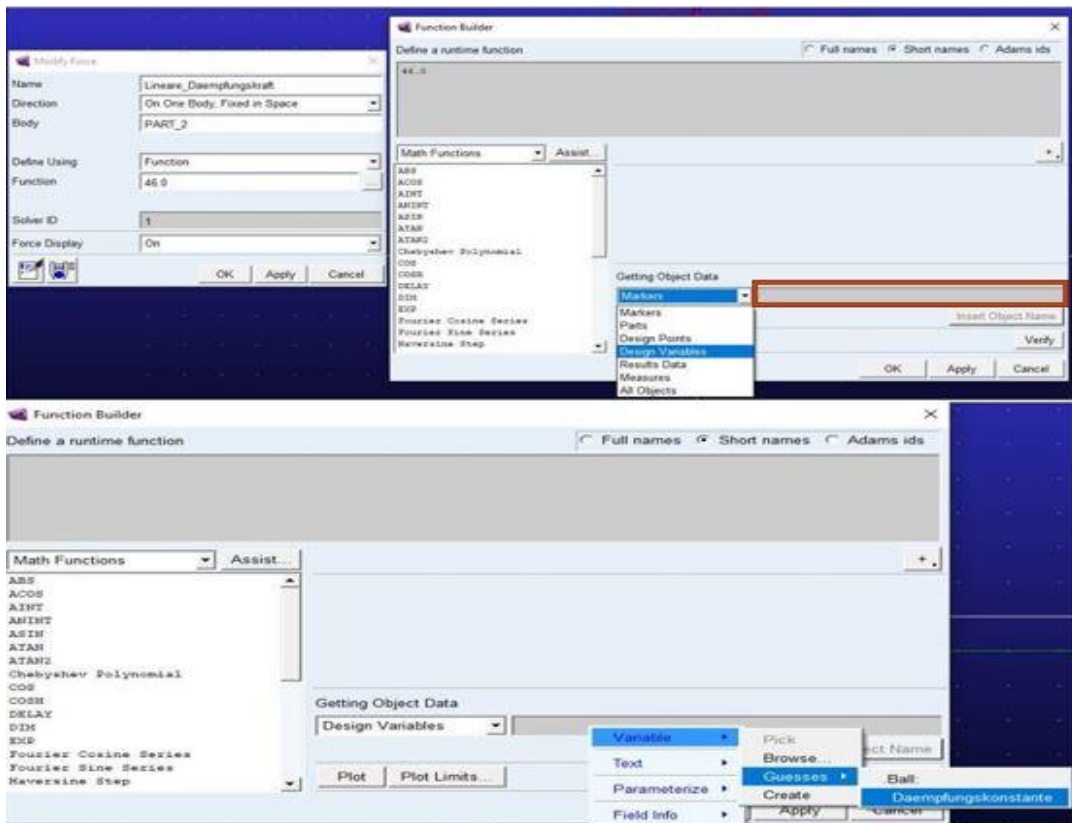


Abbildung 33: Fenster zur Definition der Kraft mit Eingabe der Dämpfungskonstante

Nach dem Erscheinen des "*Function Builder*" muss zuerst die Dämpfungskonstante eingegeben werden. Dafür geht man in "*Getting Object Data*" und dort wählt man "*Design Variable*". Dann muss man im markierten Feld die rechte Maustaste drücken und bei "*Guesses*" die Dämpfungskonstante wählen.

Mit "Insert Object Name" (siehe Abbildung 34) kann der Dämpfungsparameter in dem Feld "Define a runtime function" eingegeben werden.

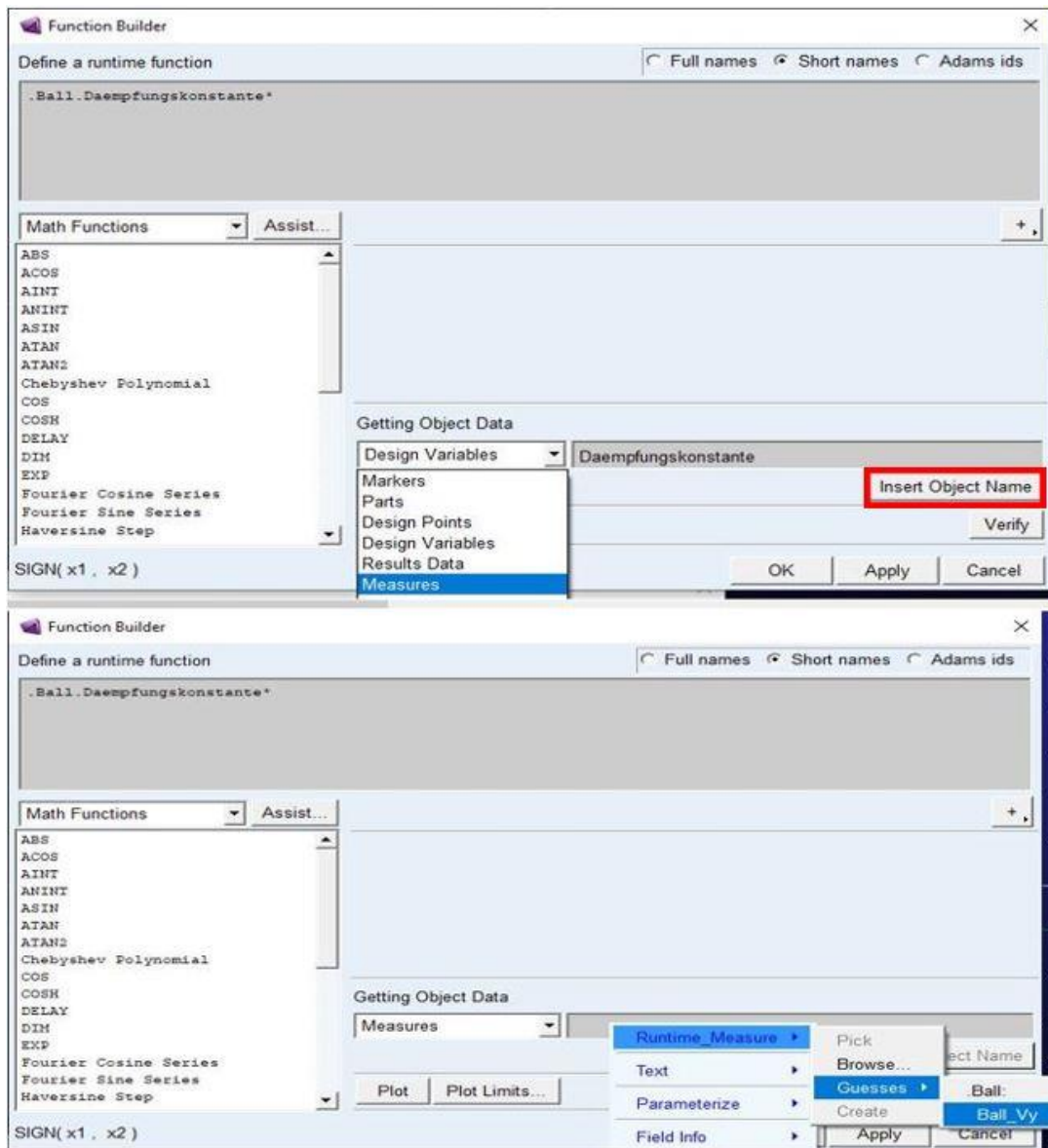


Abbildung 34: Fenster zur Definition der Kraft mit Eingabe der Geschwindigkeit

Nach Eingabe der Dämpfungskonstante wird analog die Geschwindigkeit eingetragen. Bei "Getting Object Data" wird "Measures" ausgewählt und so wie zuvor mit der rechten Maustaste geklickt. Dann wird unter "Runtime_Measure" bei "Geusses" wird die Geschwindigkeit gewählt. Mit "Insert Object Name" wird die Variable in "Define a runtime function" eingetragen (siehe Abbildung 35).

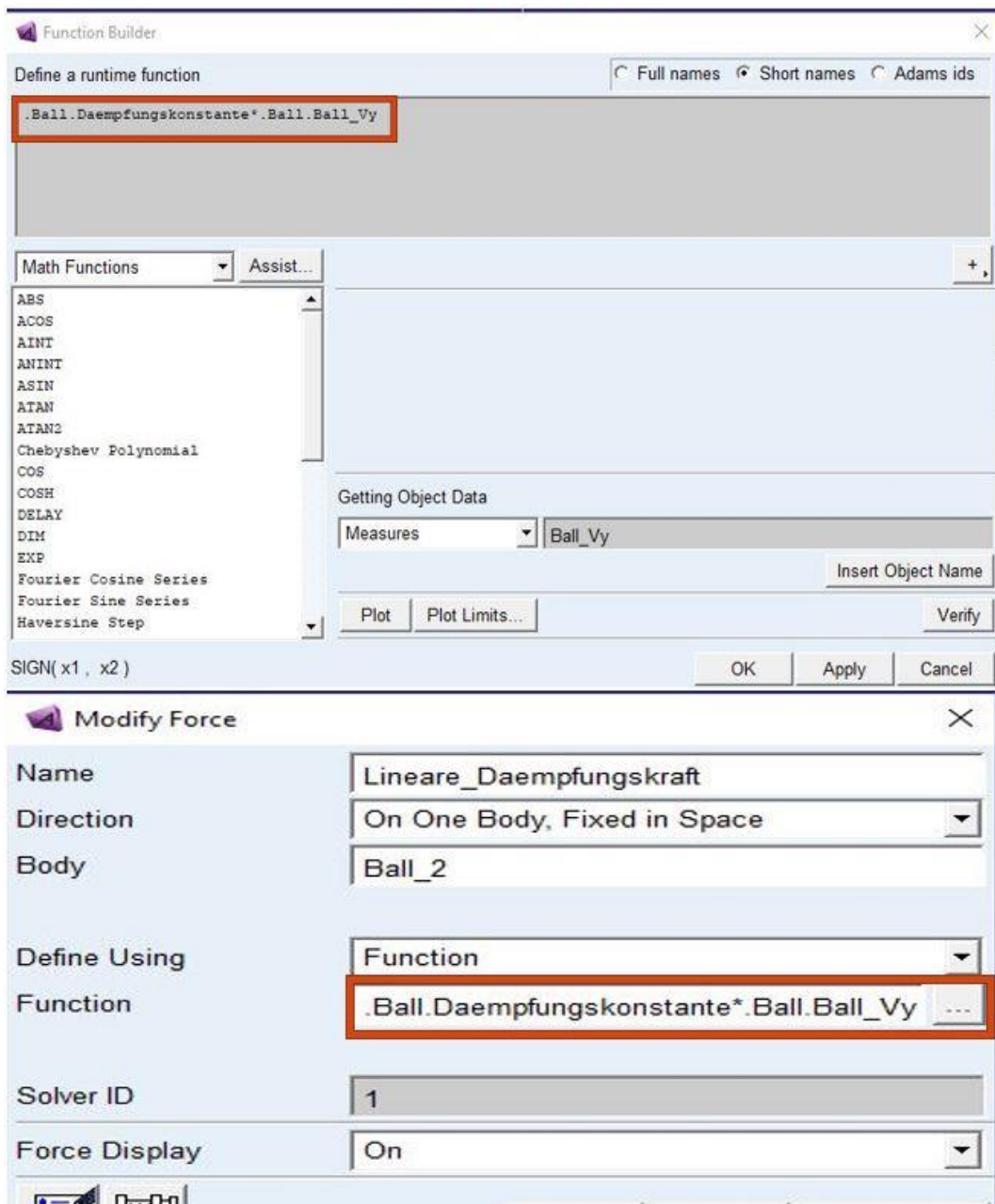


Abbildung 35: Erzeugte lineare Dämpfungskraft

Nachdem alle Parameter (markierte Parameter in "Define a runtime function") eingegeben wurden, klickt man "OK" an und die Dämpfungskraft erscheint im Feld "Function" bei "Modify Force". Zum Abschließen klickt man "Ok" an und die lineare Dämpfungskraft wird erzeugt.

Die nichtlineare Dämpfungskraft wird mit den gleichen Schritten wie die lineare Dämpfungskraft generiert. Da die Nicht-Linearität der Dämpfungskraft durch die Quadratische Geschwindigkeit bezeichnet ist, muss hierbei die Geschwindigkeit quadriert werden. Dies erfolgt, indem man die gemessene Geschwindigkeit zweimal eingibt (siehe Abbildung 36).

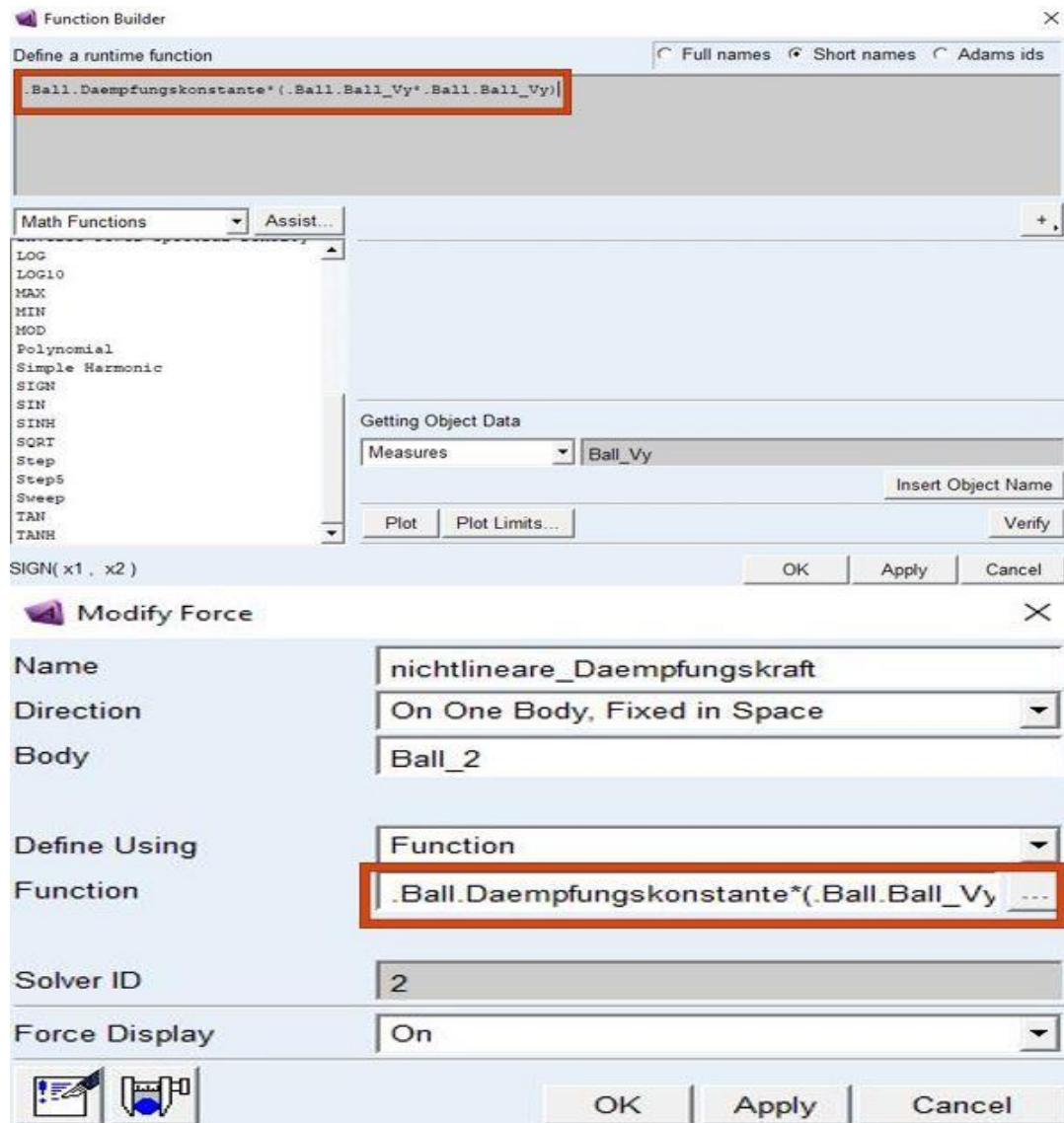


Abbildung 36: Erzeugte nichtlineare Dämpfungskraft

Sind alle Parameter zur Definition der nichtlinearen Dämpfungskraft eingegeben, dann kann man mit "OK" im Feld "Function" bei "Modify Force" die Kraft erscheinen lassen. Anschließend wird "OK" angeklickt, um die nichtlineare Dämpfungskraft zu erzeugen.

3.4.3 Reibung durch Joint

Durch die Verbindungselemente "Translational- und Revolute Joint" kann die Reibung in ein Modell implementiert werden. Wenn das Fenster "Modify Joint" durch zweimaliges Anklicken des Joints im Ordner "Connectors" beim Browse geöffnet wurde, kann durch Anklicken des Piktogramms der Reibung (neben dem Messschieber) das Fenster zur Erzeugung der Reibung aufgerufen werden (siehe Abbildung 37).

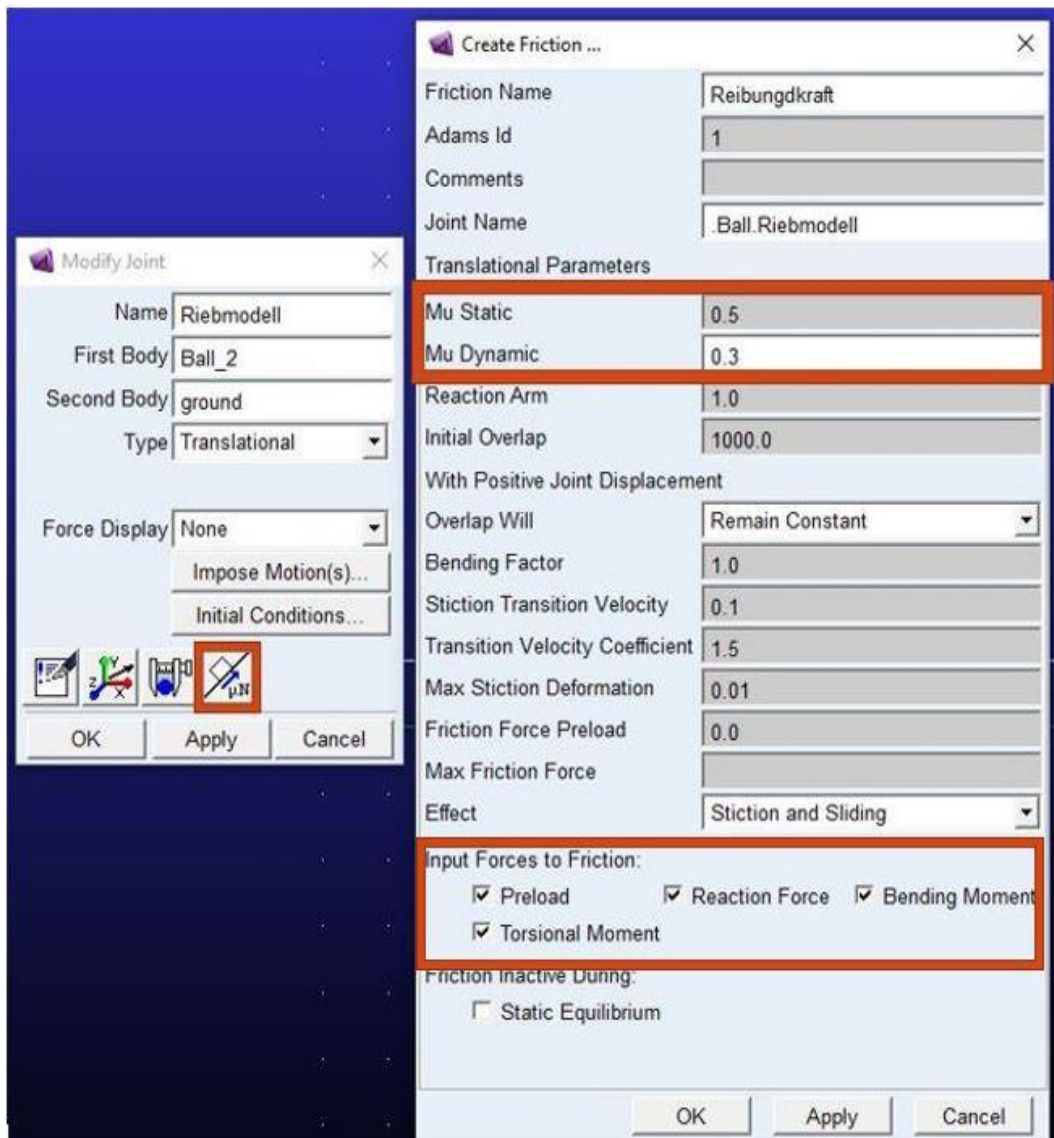


Abbildung 37: Fenster zum Erzeugen der Reibung

Die festzulegenden Größen hierbei sind die statischen "*Mu Static*" und Dynamischen "*Mu Dynamic*" Reibungskoeffizienten. Es kann auch bei "Effect" zwischen "Stiction" (Haftreibung) und "Sliding" (Gleitreibung) entschieden werden, welche der beiden Reibungen wirken soll. In diesem Fall wird das Modell nur durch die ausgewählte Reibungsart beeinflusst. Werden die Elemente der "*Input Forces to Friction*" eingeschaltet, dann wirkt die Reibung an der Kontaktstelle der beiden Reibpartner, sodass die Bewegung des Körpers dadurch begrenzt wird. Werden sie aber nicht eingeschaltet (siehe Abbildung 38), dann wirkt die Reibung nur in dem Joint (Gelenk) und das dynamische Verhalten wird nicht beeinflusst. Dieser Effekt wird in Abschnitt (4.2) durch Diagramme gezeigt. Anschließend wird auf "OK" angeklickt, um die Reibungskraft zu erzeugen.

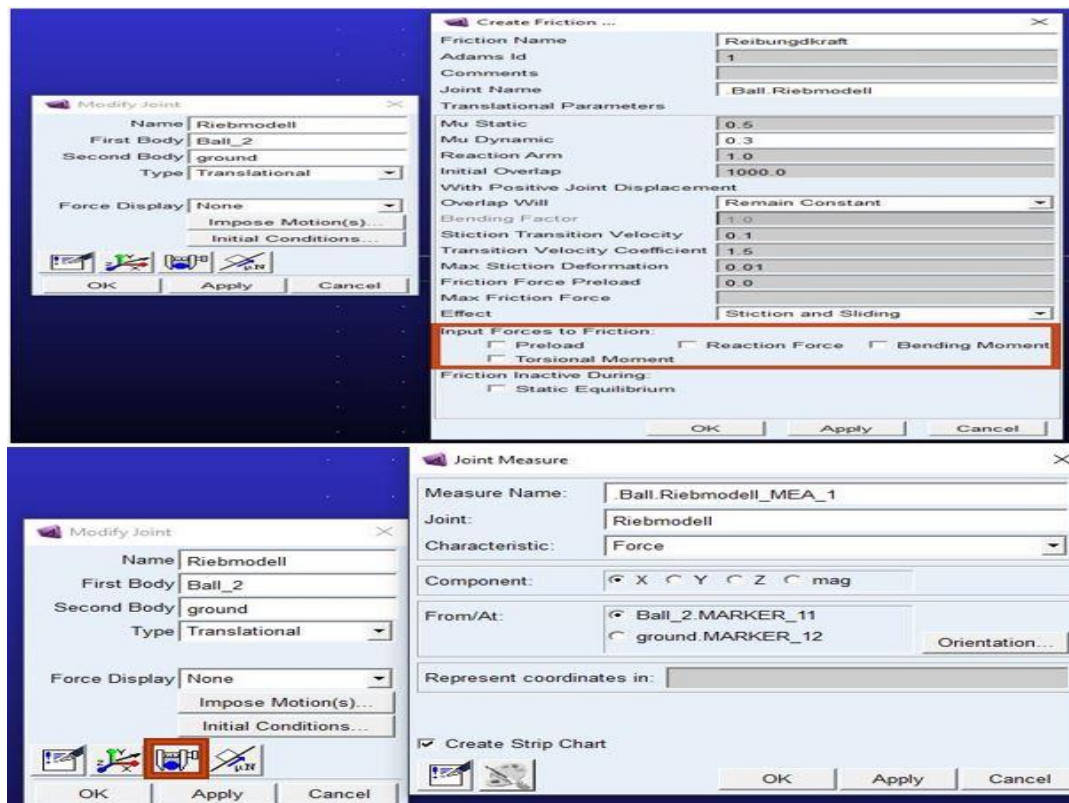


Abbildung 38: Nicht eingeschaltetet Input Forces to Friction und Joint Measure

Es besteht die Möglichkeit, die Reibungskraft im Joint mittels des markierten Messschiebers zu messen. Beim Anklicken des Piktogramms erscheint das Fenster "Joint Measure". Darunter kann man über "Characteristic" auswählen, Welche Parameter man messen möchte. Die Komponenten der Parameter werden über "Component" festgelegt. Die Messung wird anschließend mit "OK" erzeugt.

3.4.4 Reibung durch Kontaktkraft

Wie man eine Kontaktkraft erstellt, wurde bereits in Abschnitt 3.3 eingeführt. Nachdem man das Piktogramm zur Kontakterstellung angeklickt hat, öffnet sich das Fenster "Create Contact". Dabei kann bei "contact Type" ausgewählt werden, welchen "contact type" man erstellen möchte. In diesem Fall haben wir "Solid to Solid" ausgewählt. Die beiden Körper werden nacheinander selektiert, und indem mit der rechten Maustaste unter "contact_solid" "pick" ausgewählt wird. Danach kann der gewünscht Solid im MKS-Modell selektiert werden. Damit MSC Adams die Normal "Force" (Normalkraft) berechnen kann, gibt es drei Auswahlmöglichkeiten. Mit "user Defined" kann eine Modellfunktion von dem Benutzer definiert werden oder man kann zwischen "Impact Method" oder "Restitution Method" Auswählen (siehe Abbildung 39).

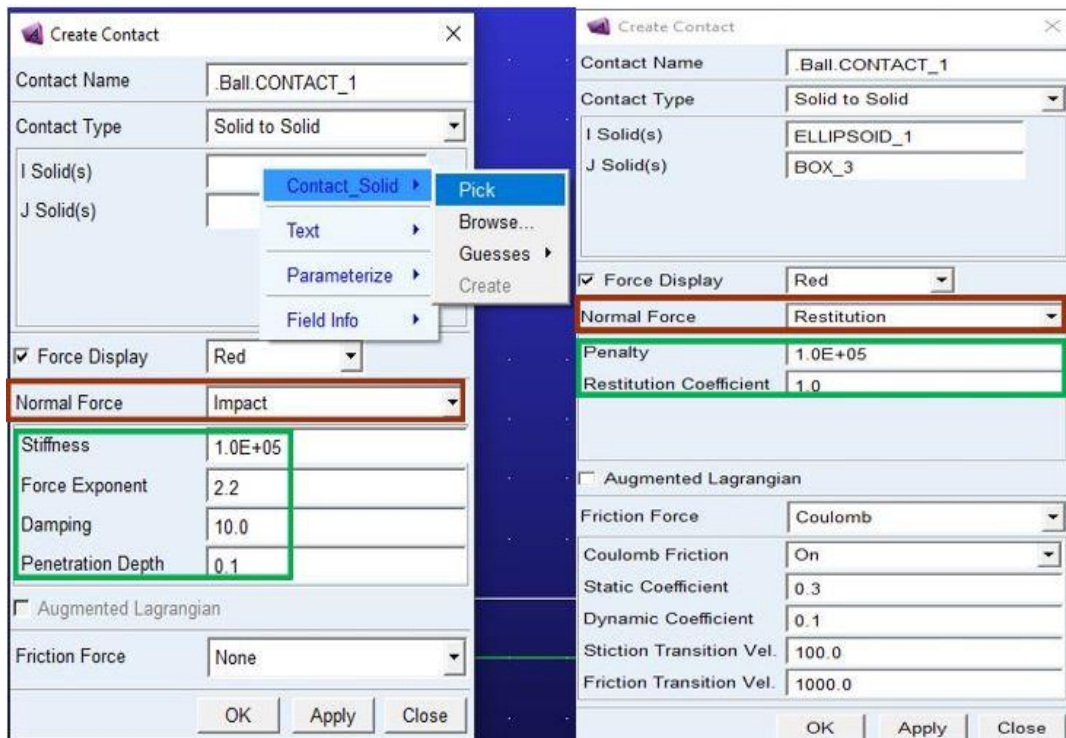


Abbildung 39: Fenster zum Erstellen des Kontakts zwischen zwei Körpern

Bei der "impact Method" wird der Kontakt durch die folgenden vier Parameter bestimmt: "Stiffness, Force Exponent, Damping" und anschließend "Penetration Depth". Die "Stiffness" bestimmt die Übertragung der Kräfte an der Kontaktstelle der beiden Körper bei der Berührung, ohne dass die Oberflächen ineinander eindringen. "Force Exponent" bestimmt, wie hoch die "impact force" ist und "damping" bestimmt ebenfalls, wie hoch die Dämpfung an der Kontaktstelle ist. Durch die "Penetration Depth" wird die Eindringtiefe bei der Berührung an den Oberflächen bestimmt. Bezüglich der "Restitution Method" wird der Kontakt durch "Penalty" und den "Restitution coefficient" definiert. Hierbei entspricht der "Penalty" der "Stiffness" beim "impact Method" und der "Restitution coefficient" entspricht ebenfalls die Stoßzahl (e).

Die Reibung kann an der Kontaktstelle mittels "*Friction Force*" (siehe Abbildung 40) angebracht werden

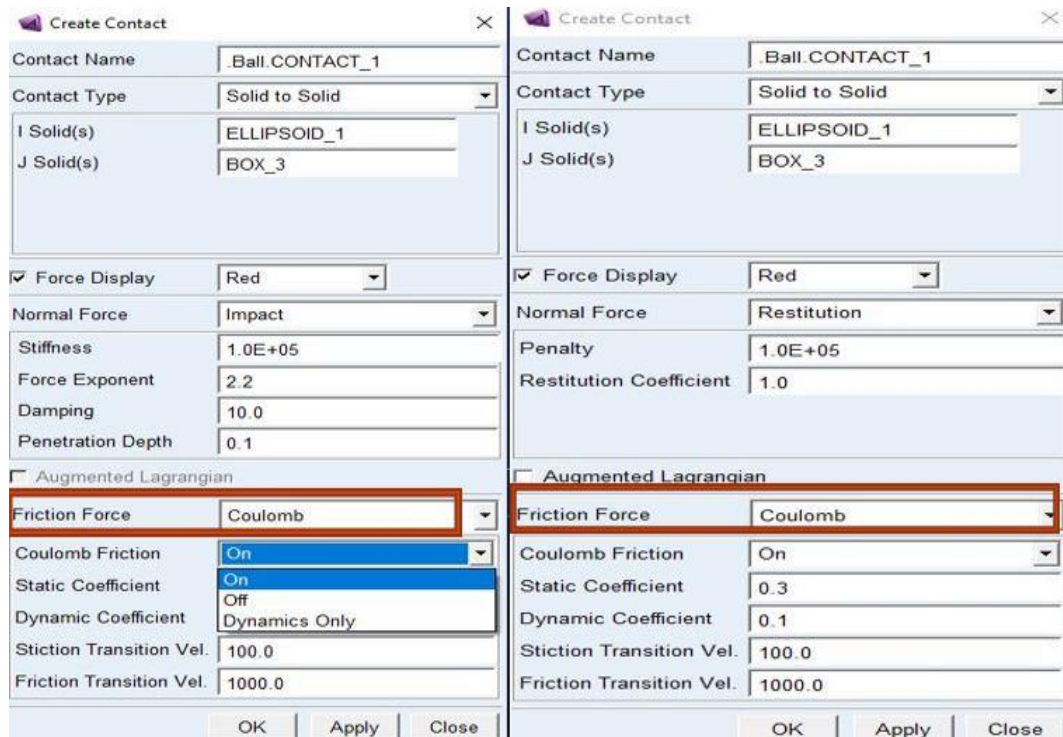


Abbildung 40: Fenster zum Erzeugen der Reibung in Kontaktmodell

Unter "Coulomb Friction" kann die Reibung ein- bzw. ausgeschaltet werden. Darüber hinaus kann festgelegt werden, ob die coulombsche Reibung nur aus dem dynamischen Anteil besteht. Die hier festzulegenden Größen sind der statische und dynamische Reibungskoeffizient. Nachdem alle Parameter eingegeben wurden, kann durch "OK", der Kontakt erzeugt werden.

4 Analyse der Dämpfungsphänomene

Dieses Kapitel beginnt zunächst einmal im Abschnitt 4.1 mit den analytischen Lösungen und den Darstellungen der Bewegungsgleichung der sechs MKS-Modelle. In den Abschnitten 4.1.1 bis 4.1.6 werden die sechs MKS-Modelle behandelt. Dabei wird für jedes Modell die Klassifizierung und die Bewegungsgleichung dargestellt. Im Unterkapitel 4.2 werden die Parameterstudien der sechs MKS-Modelle mit Hilfe von drei verschiedenen MKS-Modellen (offenes, freies, geschlossenes) durchgeführt. Nach der Durchführung der Simulation erfolgt die Diskussionen zu den Ergebnissen.

4.1 Analytische Lösungen und Bewegungsgleichungen der sechs MKS-Modelle

In diesem Abschnitt betrachtet man die folgenden sechs MKS-Modelle und stellen ihre Bewegungsgleichungen dar.

4.1.1 MKS-Modell 1

Das Modell 1 ist ein sich drehendes Rad mit einer Buchse.

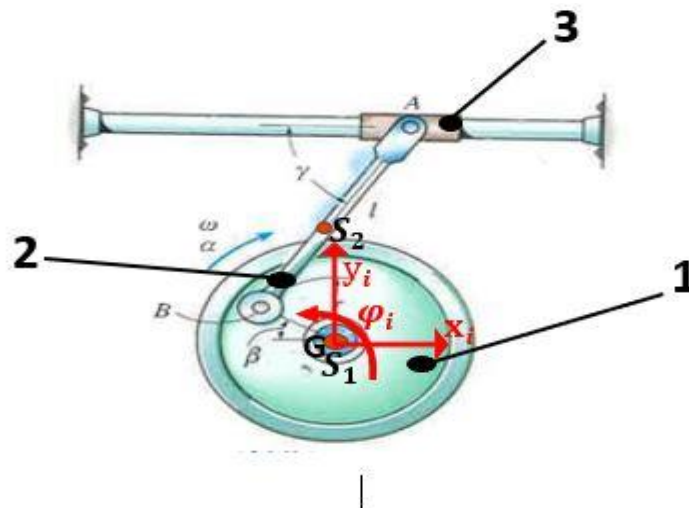


Abbildung 41: Sich drehendes Rad mit einer Buchse [12]

Für das dargestellte System in Abbildung 42 werden die Matrizen \underline{M} , \underline{F}^{ec} und \underline{G} ermittelt. Für dieses Modell hat man drei Körper (Das Rad, den Stab und die Buchse) und drei Bindungen (Die Bindung in Gelenk B zwischen dem Stab und dem Rad, die Bindung im Gelenk A mit dem Stab und der Buchse und anschließend das Rad im Lager G)

Klassifizierung des MKS-Modells:

- Ebenes MKS
- Geschlossenes MKS
- Implizite holonom rheonomes MKS

Darstellung der Massenmatrix \underline{M} und Matrix der inneren und eingprägten Kräfte \underline{F}^{ec}

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \\ \ddot{\varphi}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{y}_2 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{y}_3 \\ \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -m_1 g \\ 0 \\ 0 \\ -m_2 g \\ 0 \\ 0 \\ -m_3 g \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

Es werden als nächstes die Bindungsgleichungen zur Darstellung der Bindungsmatrix ermittelt.

Der Schwerpunkt des Rades liegt im Koordinatensystem und damit ergeben sich für g_1 und g_2 die folgenden Bindungsgleichungen:

$$g_1 = x_1 - 0 = 0 \quad (4.2)$$

$$g_2 = y_1 - 0 = 0 \quad (4.3)$$

Bindungsgleichungen im Gelenk B

man setzt den Winkel $\beta = \varphi_1$ damit hat man:

$$g_3 = x_1 - r \cos \varphi_1 - x_2 - \frac{l}{2} \sin \varphi_2 = 0 \quad (4.4)$$

$$g_4 = y_1 - r \sin \varphi_1 - y_2 - \frac{l}{2} \cos \varphi_2 = 0 \quad (4.5)$$

Bindungsgleichungen im Gelenk A

$$g_5 = x_3 - x_2 - \frac{l}{2} \sin \varphi_2 = 0 \quad (4.6)$$

$$g_6 = y_3 - y_2 + \frac{l}{2} \cos \varphi_2 = 0 \quad (4.7)$$

Buchse

$$g_7 = y_3 = 0 \quad (4.8)$$

$$g_8 = \varphi_3 = 0 \quad (4.9)$$

Bezüglich der Bindungsmatrix setzen wir die Kurzschreibweise: $\sin(\varphi_i) = s\varphi_i$, $\cos(\varphi_i) = c\varphi_i$.

$$\begin{array}{l}
 \ddot{x}_1 \rightarrow \\
 \ddot{y}_1 \rightarrow \\
 \ddot{\varphi}_1 \rightarrow \\
 \ddot{x}_2 \rightarrow \\
 \ddot{y}_2 \rightarrow \\
 \ddot{\varphi}_2 \rightarrow \\
 \ddot{x}_3 \rightarrow \\
 \ddot{y}_3 \rightarrow \\
 \ddot{\varphi}_3 \rightarrow
 \end{array}
 \rightarrow
 \begin{bmatrix}
 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & rs\varphi_1 & -rc\varphi_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -\frac{l}{2}c\varphi_2 & \frac{l}{2}s\varphi_2 & -\frac{l}{2}c\varphi_2 & -\frac{l}{2}s\varphi_2 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 G_x \\
 G_y \\
 B_x \\
 B_y \\
 A_x \\
 A_y \\
 N_3 \\
 M_3
 \end{bmatrix}
 \quad (4.10)$$

4.1.2 MKS-Modell 2

Die Abbildung 42 stellt ein MKS-Modell mit drei Körpern (zwei Stäbe AB und BC, ein Gleitstück) und drei Bindungen (Bindung in Lager A, Bindung im Gelenk B zwischen den Stab AB und BC und zum Schluss die Bindung im Gelenk C mit dem Stab BC und dem Gleitstück).

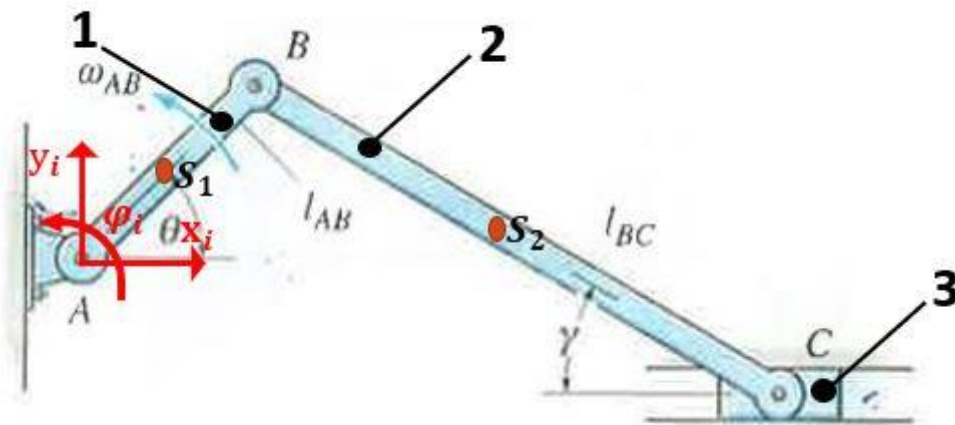


Abbildung 42 Kurbel mit Gleitstücken [12]

Das MKS-Modell kann wie folgt klassifiziert werden:

- Ebenes MKS
- Geschlossenes MKS
- Implizites Holonomes skleronomes MKS

Die Massenmatrix \underline{M} und Matrix der inneren und eingepägten Kräfte \underline{F}^{ec} ist identisch mit Modell 1, deswegen wird sie hier nicht dargestellt.

Es wird jetzt die Bindungsgleichungen dargestellt:

Bindungsgleichung Im Lager A

$$g_1 = x_1 - \frac{l_{AB}}{2} \cos \varphi_1 = 0 \quad (4.11)$$

$$g_2 = y_1 - \frac{l_{AB}}{2} \sin \varphi_1 = 0 \quad (4.12)$$

Bindungsgleichung Im Gelenk B

$$g_3 = x_2 - \frac{l_{BC}}{2} \cos \varphi_2 - x_1 - \frac{l_{AB}}{2} \cos \varphi_1 = 0 \quad (4.13)$$

$$g_4 = y_2 + \frac{l_{BC}}{2} \sin \varphi_2 - y_1 - \frac{l_{AB}}{2} \sin \varphi_1 = 0 \quad (4.14)$$

Bindungsgleichung im Gelenk C

$$g_5 = x_3 - x_2 - \frac{l_{BC}}{2} \cos \varphi_2 = 0 \quad (4.15)$$

$$g_6 = y_3 - y_2 - \frac{l_{BC}}{2} \sin \varphi_2 = 0 \quad (4.16)$$

Gleitstück

$$g_7 = y_3 = 0 \quad (4.17)$$

$$g_8 = \varphi_3 = 0 \quad (4.18)$$

Die zugehörigen Bindungsmatrix lautet

$$\begin{array}{l} \ddot{x}_1 \rightarrow \\ \ddot{y}_1 \rightarrow \\ \ddot{\varphi}_1 \rightarrow \\ \ddot{x}_2 \rightarrow \\ \ddot{y}_2 \rightarrow \\ \ddot{\varphi}_2 \rightarrow \\ \ddot{x}_3 \rightarrow \\ \ddot{y}_3 \rightarrow \\ \ddot{\varphi}_3 \rightarrow \end{array} \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{l_{AB}}{2} s\varphi_1 & -\frac{l_{AB}}{2} c\varphi_1 & \frac{l_{AB}}{2} s\varphi_1 & -\frac{l_{AB}}{2} c\varphi_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{l_{BC}}{2} s\varphi_2 & \frac{l_{BC}}{2} c\varphi_2 & \frac{l_{BC}}{2} s\varphi_2 & -\frac{l_{BC}}{2} c\varphi_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_x \\ A_y \\ B_x \\ B_y \\ C_x \\ C_y \\ N_3 \\ M_3 \end{bmatrix} \quad (4.19)$$

4.1.3 MKS-Modell 3

Es wird in diesem Abschnitt das MKS-Modell 3 betrachtet. Dabei wird wie in den vorherigen Abschnitten 4.1.1 und 4.1.2 die Bewegungsgleichungen ermittelt.

In der Abbildung 43 ist ein Gelenkviereck zu sehen, das unter der Einwirkung einer konstanten Kraft P und eines konstanten Moments steht.

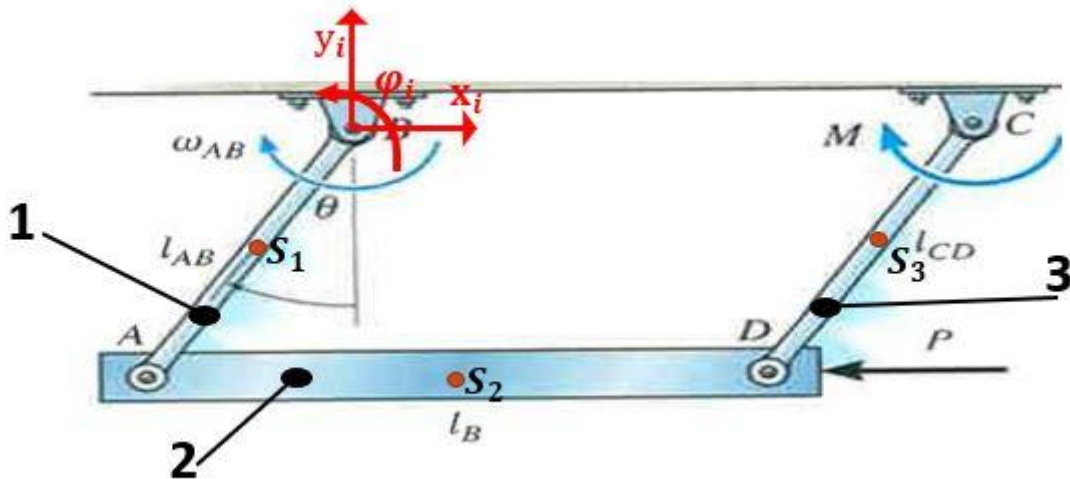


Abbildung 43: Gelenkviereck [12]

Das Modell besteht aus drei Körpern (die Stäbe AB, AD, CD) und vier Bindungen. Im Lager B und C ist das MKS-Modell mit der Umgebung und die beiden Stäbe AB und AD sind im Gelenk A verbunden. Mit dem Gelenk D werden [...] CD verbunden.

Das MKS kann wie folgt klassifiziert werden:

- Ebenes MKS
- Geschlossenes MKS
- Implizites Holonomes rheonomes MKS.

Wir stellen nun die Massenmatrix \underline{M} und Matrix der inneren und eingepprägten Kräfte \underline{F}^{ec} dar.

$$\underline{M} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{\phi}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{y}_2 \\ \ddot{\phi}_2 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{y}_3 \\ \ddot{\phi}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -m_1 g \\ 0 \\ -P \\ -m_2 g \\ 0 \\ 0 \\ -m_3 g \\ M \end{bmatrix} \quad (4.20)$$

Weiterhin ermittelt man als nächstes die Bindungsgleichungen zur Erstellung der Bindungsmatrix.

Bindungsgleichungen im Lager B

$$g_1 = x_1 - \frac{l_{AB}}{2} \sin \varphi_1 = 0 \quad (4.21)$$

$$g_2 = y_1 + \frac{l_{AB}}{2} \cos \varphi_1 = 0 \quad (4.22)$$

Bindungsgleichungen im Lager C

$$g_1 = x_1 - \frac{l_{AB}}{2} \sin \varphi_3 = 0 \quad (4.23)$$

$$g_2 = y_1 + \frac{l_{AB}}{2} \cos \varphi_3 = 0 \quad (4.24)$$

Bindungsgleichungen im Gelenk A

$$g_5 = x_1 - \frac{l_{AB}}{2} \sin \varphi_1 - x_2 - \frac{l_B}{2} \cos \varphi_2 = 0 \quad (4.25)$$

$$g_6 = y_1 + \frac{l_{AB}}{2} \cos \varphi_1 - y_2 + \frac{l_B}{2} \sin \varphi_2 = 0 \quad (4.26)$$

Bindungsgleichungen im Gelenk D

$$g_7 = x_3 - \frac{l_{CD}}{2} \sin \varphi_3 - x_2 - \frac{l_B}{2} \cos \varphi_2 = 0 \quad (4.27)$$

$$g_8 = y_3 + \frac{l_{CD}}{2} \cos \varphi_3 - y_2 + \frac{l_B}{2} \sin \varphi_2 = 0 \quad (4.28)$$

Daraus ergibt sich folgende Bindungsmatrix **G**

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{l_{AB}}{2} c\varphi_1 & -\frac{l_{AB}}{2} s\varphi_1 & 0 & 0 & -\frac{l_{AB}}{2} c\varphi_1 & -\frac{l_{AB}}{2} s\varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{l_B}{2} s\varphi_2 & -\frac{l_B}{2} c\varphi_2 & \frac{l_B}{2} s\varphi_2 & \frac{l_B}{2} c\varphi_2 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\frac{l_{CD}}{2} c\varphi_3 & -\frac{l_{CD}}{2} s\varphi_3 & 0 & 0 & -\frac{l_{CD}}{2} c\varphi_3 & -\frac{l_{CD}}{2} s\varphi_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_x \\ B_y \\ C_x \\ C_y \\ A_x \\ A_y \\ D_x \\ D_y \end{bmatrix} \quad (4.29)$$

4.1.4 MKS-Modell 4

Die Abbildung 45 stellt ein MKS-System dar, das aus zwei Körpern besteht. Das Schubelement ist mit dem unteren Pendelelement durch das Gelenk G und mittels der Feder mit dem Lager verbunden.

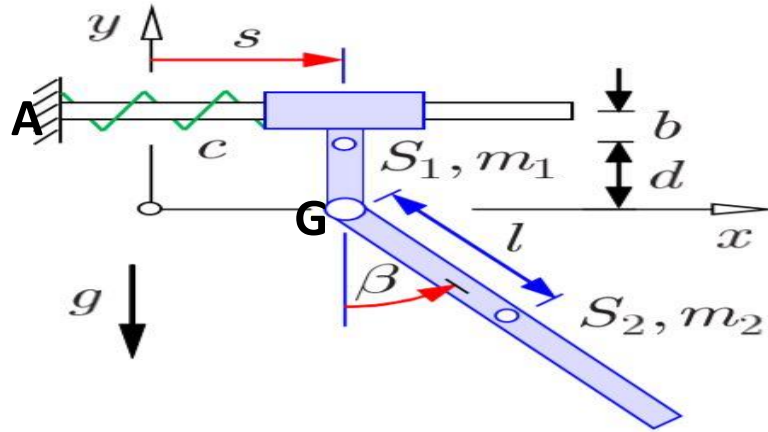


Abbildung 44: Ebene Schubpendel [9]

Die MKS-Klassifikation ist:

- Ebenes MKS
- Offenes MKS
- Implizites Holonomes rheonomes MKS.

Der kinetischen Bewegungsgleichung zugehörige Bindungsgleichungen sowie die algebraische Gleichung für das Federelement lauten:

- Die Massenmatrix M und Matrix der inneren und eingprägten Kräfte

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{\phi}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{y}_2 \\ \ddot{\phi}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -m_1 g \\ 0 \\ 0 \\ -m_2 g \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

- Die Bindungsgleichungen

Die Bindungsgleichung im Lager A

$$g_1 = y_1 + b \cos \varphi_1 - (b + d) = 0 \quad (4.31)$$

Mit $\varphi_1 = 0$

$$g_2 = \varphi_1 - 0 = 0 \tag{4.32}$$

Die Bindungsgleichung im Gelenk G

$$g_3 = x_1 + d \sin \varphi_1 - x_2 + l \sin \varphi_2 = 0 \tag{4.33}$$

$$g_4 = y_1 - d \cos \varphi_1 - y_2 - l \cos \varphi_2 = 0 \tag{4.34}$$

Die algebraische Gleichung für das Federelement

$$\mathbf{F}_c - c * s = 0 \tag{4.35}$$

Mit $x_1 - s = 0$ und $\varphi_2 - \beta = 0$

Daraus erhalten wir die Bindungsmatrix in folgender Form:

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ -b \sin \varphi_1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & d \cos \varphi_1 & d \sin \varphi_1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & l \cos \varphi_2 & l \sin \varphi_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_y \\ M_A \\ G_x \\ G_y \end{bmatrix} \tag{4.36}$$

4.1.5 MKS-Modell 5

In diesem Abschnitt beschäftigt man sich mit dem Modell 5, das aus einer Kiste auf einer schiefen Ebene besteht. Für den Fall, dass die Ebene mit dem ground verbunden ist, kann dadurch, dass sie keine Bindungselemente hat, als Sonderfall eines MKS betrachtet werden.

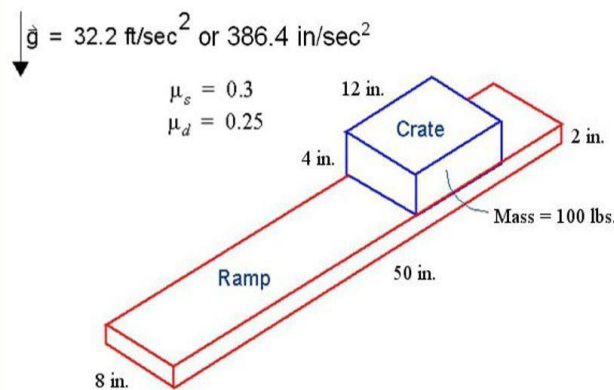


Abbildung 45: Kiste auf schiefer Ebene [11]

Das dargestellte MKS in Abbildung 45 kann als ein ebenes bzw. freies MKS klassifiziert werden. Seine Bewegungsgleichung kann wie folgt geschrieben werden:

Kinematische Bewegungsgleichung:

$$\dot{\hat{r}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} \quad (4.37)$$

Kinetische Bewegungsgleichung:

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & J \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -mg \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.38)$$

4.1.6 MKS-Modell 6

Das Modell, das in der Abbildung 46 zu sehen ist, kann als ein ebenes bzw. freies MKS bezeichnet werden. Darüber hinaus kann das Modell als ein Sonderfall des MKS betrachtet werden.

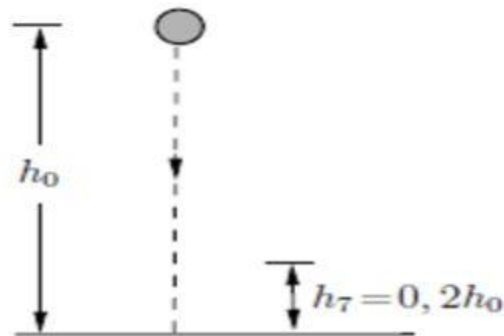


Abbildung 46: Stoß einer Kugel

Seine Bewegungsgleichung lautet:

Kinematische Bewegungsgleichung:

$$\dot{\hat{r}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} \quad (4.39)$$

Kinetische Bewegungsgleichung:

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & J \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -mg \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.40)$$

Betrachtet man die Kugel unter dem Einfluss des linearen Dämpfungsmodells $F_D = kv$, kann die kinetische Bewegungsgleichung in der folgenden Matrixform geschrieben werden.

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & J \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -mg + F_D \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.40)$$

4.2 Durchführung von Parameterstudien und Diskussion zu den sechs Modellen

Um die Zusammenhänge zwischen den einzelnen Größen zu visualisieren bzw. die bestmöglichen Variablen aus dem Parameterraum zu ermitteln, kann eine Parameterstudie durchgeführt werden. Die zu definierenden Parameter bei der Durchführung der Simulation für das Reibungsmodell im Joint sind der statische und dynamische Reibungskoeffizient. Darüber hinaus wird die Reibung in der Kontaktkraft zwischen zwei durch die verbundenen Körpern zugeschaltet. Hinsichtlich des Dämpfermodells werden zunächst die Dämpfungsparameter über den Unterordner "Springer-Damper" definiert. Danach wird durch die mit "Design variable" parametrisierten lineare Dämpfungskraft das Modell gedämpft und dabei die Dämpfungskoeffizienten variiert. Die Parameterdefinition des nichtlinearen Dämpfermodells erfolgt in Kapitel 5.

4.2.1 MKS-Modell 1

Abbildung 47 stellt den Aufbau des entwickelten MKS-Modelles dar. Dabei handelt es sich um ein massebehaftetes Rad (Gelb), modelliert durch einen Zylinder, dessen freie Bewegung im Raum durch einen "Revolute Joint" (Hell blau) eingeschränkt wird. Darüber hinaus gibt es die Möglichkeit, Reibung zu- bzw. abzuschalten.

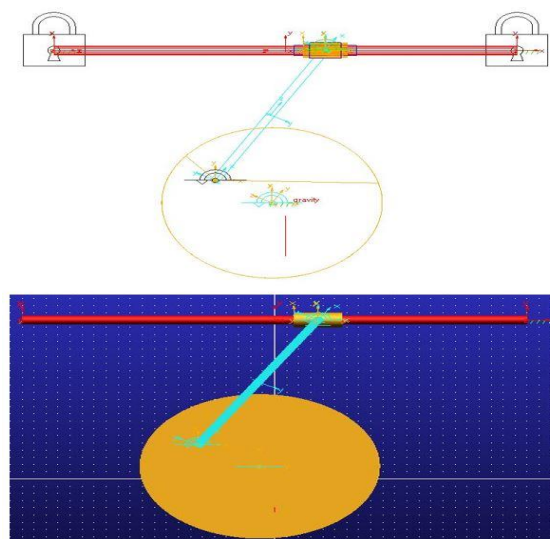


Abbildung 47: Adams-Modell 1

Zusätzlich ist das Rad durch einen "Revolute Joint" (Schwarz) mit dem Stab (Hell blau) verbunden. Der Stab wurde mit einem Link modelliert und ist mit der Buchse durch einen "Revolute Joint" (Grüne) verbunden. Die Stabbewegung wird durch die beiden "Revolute Joint" eingeschränkt. Die Buchse wurde mit einem Zylinder (Gelb) modelliert und durch das Icon "*Hollow out a solid*" unter dem Unterordner "*Features*" durchgebohrt. Der rote Stab wurde ebenfalls mit einem Zylinder erstellt und ist mit der Buchse durch einen "Translational Joint" (Blau) verbunden. Dadurch bewegt sich die Buchse translatorisch entlang des roten Stabes. Die Simulationen werden mit Reibung durchgeführt. Für die Untersuchung der Reibungseffekte wird eine Winkelgeschwindigkeit von 428,366 Degree/s auf dem "Revolute Joint" des Rades aufgebracht und die Reibung im "Translational Joint" zugeschaltet. Die weiteren Modellparameter zur Modellierung des MKS-Modells sind: $r = 150 \text{ mm}$, $l = 500 \text{ mm}$, $\beta = 30^\circ$ und $\gamma = 60^\circ$.

Durchführung der Parameterstudie

Die hier durchzuführenden Simulationen werden für folgenden Fälle durchgeführt.

- Reibung auf den "Translational Joint" (Reibung zwischen der Buchse und der Rote Stange)
- Mit Variation der Winkelgeschwindigkeit W_{rad}
- Reibung durch Kontaktkraft (Kontaktkraft zwischen der Buchse und der roten Stange mit zugeschalteter Reibung)
- Dämpfung durch Springer-Damper
- Dämpfung durch die parametrisierte lineare Dämpfungskraft

Fall 1: Reibung auf den "Translational Joint"

In Abschnitt 3.4.3 wurde erläutert, wie die Reibung im "Translational Joint" zugeschaltet wird. Damit dieses Modell mit Reibung simuliert werden kann, muss die Masse aller Körper größer als ein Kilogramm sein, also $m_{buchse}, m_{rad}, m_{stab} \geq 1 \text{ Kg}$. Wenn die Masse kleiner als 1 Kg ist, bricht die Simulation schon bei dem Start ab (siehe Abbildung 1). Bezüglich der Simulationsparameter wurde sie so ausgewählt, so dass man die gewünschten Verläufe bekommen kann. Für die Durchführung der Simulation hat man folgende Parametern

Simulationszeit $t = 5s$

Steps = 500

Die für diese Simulation zu variierenden Parameter sind der statische und dynamische Reibungskoeffizient (siehe Tabelle 5).

Mu Statik	0,3	0,5	0,6	0,8	0,9
Mu Dynamik	0,1	0,3	0,4	0,5	0,7
Simulation	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5
W_{rad}	428,366 Degree/s				

Tabelle 5: Parameter der Simulation mit Reibung ohne Input Forces to Friction

Die Parameter *Mu Statik* und *Mu Dynamik* sind von den Materialien abhängig. Die hier festgelegten Werte beziehen sich nicht auf die Materialien, sondern wurden wegen des Ziels der Arbeit ausgewählt

Mu Statik	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Mu Dynamik	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Simulation	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5	Sim_6	Sim_7	Sim_8
W_{rad}	428,366 Degree/s							

Tabelle 6: Parameter der Simulation mit Reibung mit *Input Forces to Friction*

Folgende Abbildung 48 legt den Verlauf der Gelenkkraft ohne zugeschaltete Reibung im "*Translational Joint*" sowie den Verlauf der Gelenkkraft mit zugeschalteter Reibung aber ohne "*Input Forces to Friction*" übereinander.

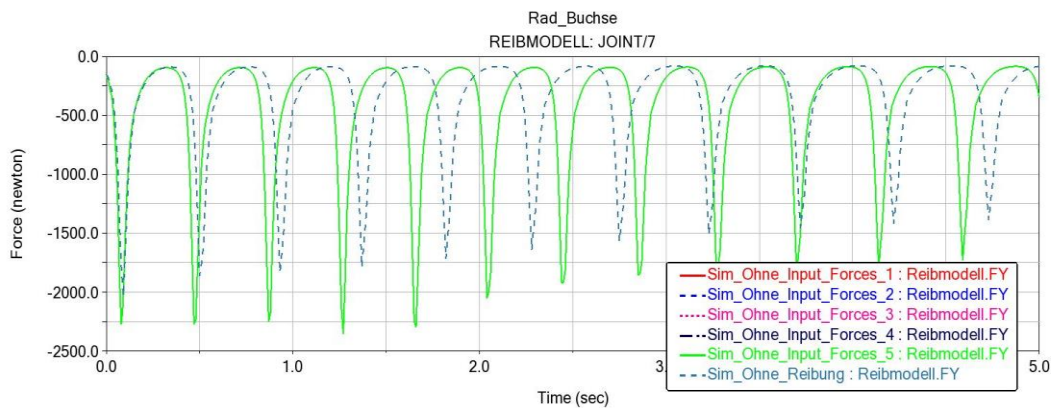


Abbildung 48: Verläufe der Gelenkkraft ohne und mit zugeschalteter Reibung

Im Diagramm ist zu sehen, dass zum Beginn der Simulation der Verlauf der Gelenkkraft in beiden Fällen fast identisch ist und es mit zunehmender Simulationszeit zu einer Verzögerung zwischen den beiden Verläufen kommt. Außerdem lassen sie sich nur anhand ihrer Amplitude (von unten gesehen) unterscheiden, denn das Diagramm zeigt, dass die Amplitude der Gelenkkraft bei der Simulation Ohne "*Input Forces to Friction*" größer ist als die der Gelenkkraft ohne Reibung. Während der Durchführung der Simulation kann man auch hier beobachten, dass die Amplitude der Gelenkkraft im Fall ohne Reibung mit der Zeit kontinuierlich abnimmt und die bei der Simulation Ohne "*Input Forces to Friction*" variiert um die minimale und maximale Amplitude.

Die in der folgenden Abbildung 49 dargestellten Diagramme zeigen das Verhalten der Reibungskraft im Gelenk.

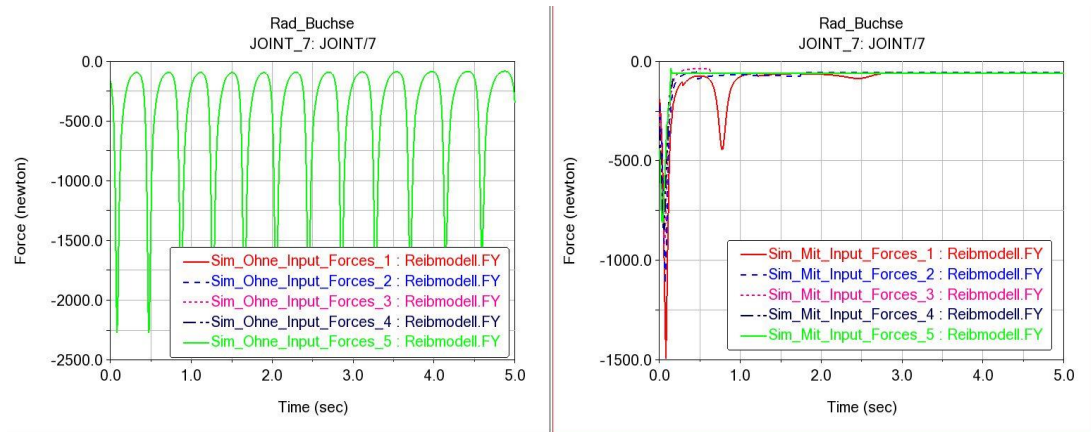


Abbildung 49: Reibung in Gelenk ohne und mit Input Forces to Friction

Dabei kann man sehen, dass die Gelenkkraft bei der Simulation Ohne "Input Force to Friction" unabhängig von den Parametern ist. Dieses Systemverhalten ist so, dadurch dass die Reaktionskräfte bei "Input Force to Friction" nicht zugeschaltet wurde. Im Fall, dass die Reaktionskräfte dabei zugeschaltet werden, beobachtet man eine Abhängigkeit der Gelenkkraft von den Parametern. Dabei kann festgestellt werden, dass mit zunehmenden Reibungskoeffizienten die Amplitude der Gelenkkraft (von unten gesehen) immer weiter abnimmt, aber nicht null werden kann.

Alle Simulationen bezogen auf die Reibung werden mit zugeschalteter Reaktionskräfte bei "Input Force to Friction" durchgeführt.

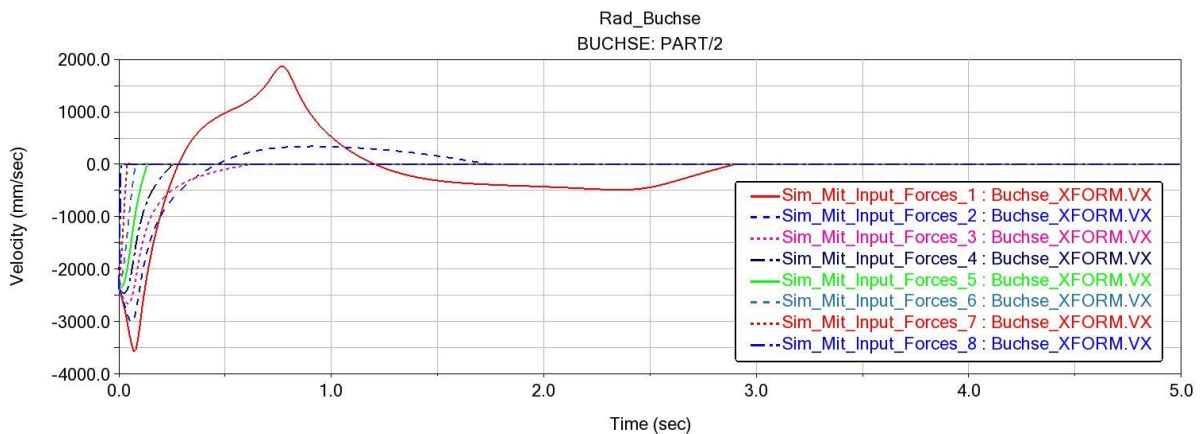


Abbildung 50: Geschwindigkeit (Vx) der Buchse in x-Richtung

Bei allen Parametern bewegt sich die Buchse zum Beginn der Simulation mit der gleichen Geschwindigkeit. In der Theorie hat in Abschnitt 2.2.1 gesehen, dass für die Geschwindigkeit gleich null nur die statische Reibungskraft F_S herrscht, das heißt zu diesem Zeitpunkt wirkt nur der statische Reibungskoeffizient und man hat: $\mu_S \geq \mu_D \geq 0 \Rightarrow F_{Smax} \geq F_D \geq 0$. Für den Fall, dass die Geschwindigkeit ungleich null ist, ist die Reibungskraft proportional zur Normalkraft mit dem Proportionalitätsfaktor μ_D , das heißt bei der Bewegung der Buchse wirkt nur der dynamische Reibungskoeffizient μ_D (siehe Abbildung 5 und 6). Im dargestellten Diagramm der Abbildung 50 hat

die Variation des statischen Reibungskoeffizienten keinen Großen Einfluss, da bei allen Parametern μ_{Static} die Geschwindigkeit der Buchse zum Beginn der Simulation fast gleich ist. Die Variation von $\mu_{Dynamic}$ dagegen hat einen starken Einfluss auf die Geschwindigkeit der Buchse, denn man sieht, dass mit zunehmendem $\mu_{Dynamic}$ die Amplitude der Geschwindigkeit immer weiter abnimmt. Die Simulationssoftware MSC Adams bietet die Möglichkeit den Verlauf des dynamischen Reibungskoeffizient darzustellen. Daraus kann man erkennen, mit welchem Betrag von μ_D die Buchse zum Stillstand kommt (siehe Abbildung 51).

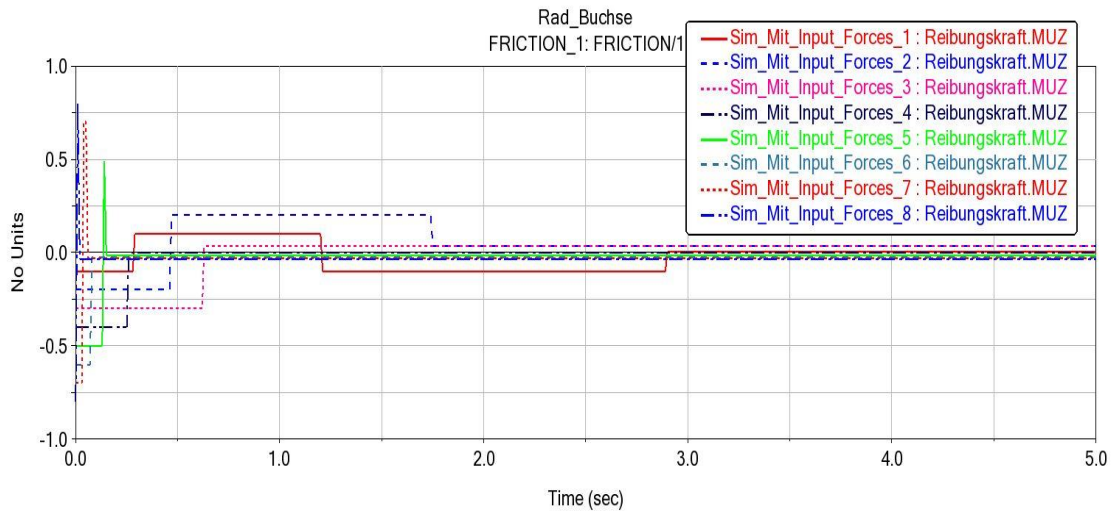


Abbildung 51: Dynamischer Reibungskoeffizient (μ) an der Kontaktstelle der Reibpartner

Die Abbildung 51 stellt den Verlauf des dynamischen Reibungskoeffizienten dar. Daraus kann man beobachten, wie sich der Verlauf von μ_D während der Durchführung der Simulation ändern. Bei "Sim_Mit_Input_forces_8" ist der Betrag von $\mu_{Dynamic}$ zum Beginn der Simulation 0,8 (siehe Sim_8 in Tabelle 6). Bei der Simulationsdurchführung ändert sich zum Zeitpunkt $t = 0,02$ s der Betrag des Dynamischen Reibungskoeffizienten zu 0,0367. Diese Werte bleiben konstant bis zum Ende der Simulation und sind die, mit der die Buchse für diese Simulation zum Stillstand kommt.

Die Abbildung 52 stellt die Geschwindigkeit der Buchse mit und ohne Reibung dar.

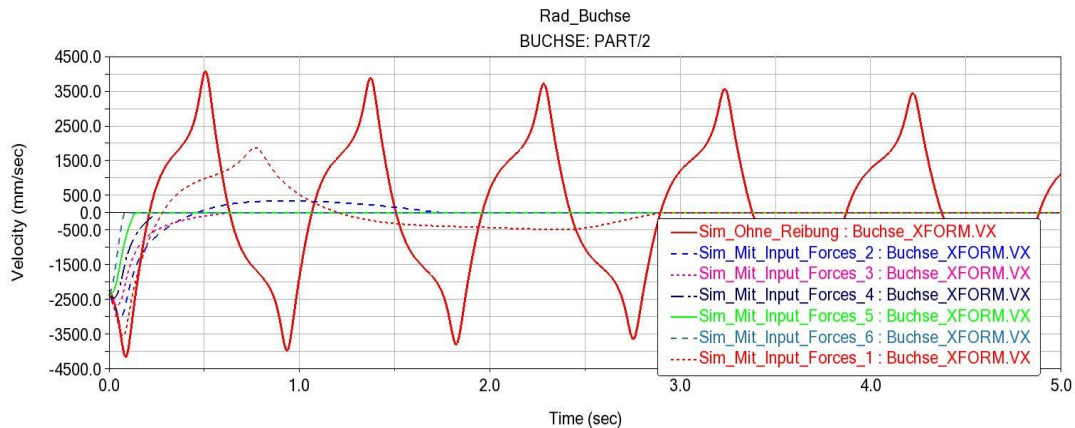


Abbildung 52: Geschwindigkeit der Buchse mit und ohne Reibung

Dabei kann festgestellt werden, dass die Geschwindigkeit ohne Reibung eine harmonische Schwingform hat. Mit Variation des dynamischen Reibungskoeffizienten nimmt die Amplitude der Geschwindigkeit mit zunehmender *Mu Dynamik* sehr stark ab und dadurch wird die Bewegungszeit der Buchse immer kleiner.

In der Abbildung 53 wird die Änderung der Reibungskraft an der Berührungsstelle der Buchse und des Stabes dargestellt.

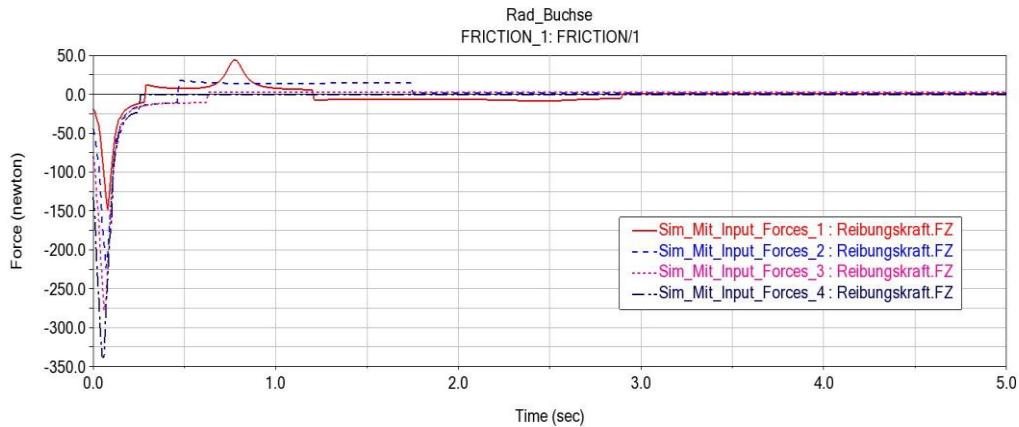


Abbildung 53: Reibungskraft (F_z) an Kontaktstelle der Reibpartner

Hierbei kann man beobachten, wie die Reibungskraft mit zunehmender *Mu Dynamik* zum Beginn der Simulation zunimmt. Die Änderung ist, wie das Diagramm zeigt, abhängig von *Mu Dynamic*. Da der Betrag von *Mu Dynamic* bei einem bestimmten Zeitpunkt ändert und danach bis zum Ende der Simulation konstant bleibt, bleibt auch die Reibungskraft mit diesem dynamischen Reibungskoeffizienten bis zum [...] konstant (siehe Abbildung 54).

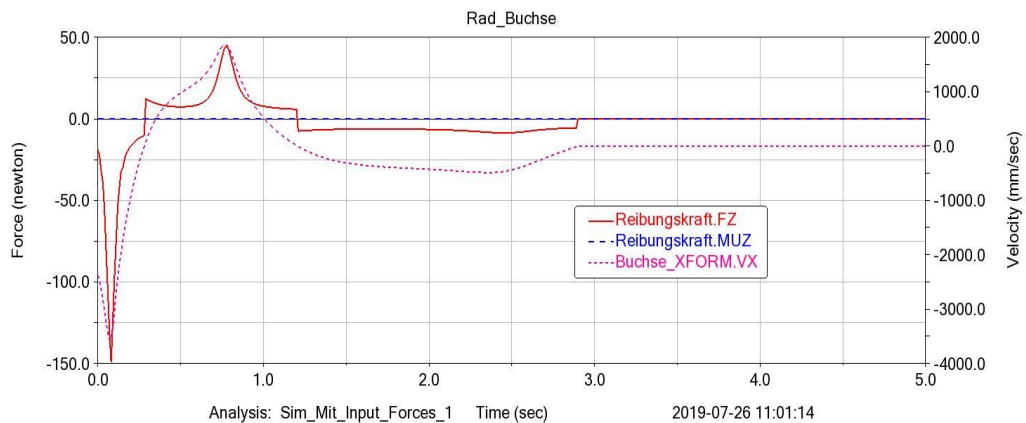


Abbildung 54: Verlauf der Reibungskraft und *MU Dynamik* sowie die Geschwindigkeit der Buchse

Die Abbildung 54 legt den Verlauf der Reibungskraft und der *MU Dynamik* sowie die Geschwindigkeit der Buchse übereinander. Dabei kann man die Abhängigkeit der Geschwindigkeit von der Reibung sehen. Die Geschwindigkeit der Buchse erreicht zum Beginn der Simulation ihre maximale Amplitude gleichzeitig mit der Reibungskraft.

In der Theorie hat man gesehen, dass mit zunehmender Geschwindigkeit die Reibungskraft konstant bleibt (siehe Abbildungen 5 und 6). Dieses Diagramm in Abbildung 54 zeigt, dass bei realen Systemen in der Praxis das nicht der Fall ist. Man sieht, dass für $0s \leq t \leq 1,2s$ die Reibungskraft nicht konstant ist, sondern sich mit der Zeit während der Simulation ändert.

Fall 2: Mit Variation der Winkelgeschwindigkeit W_{rad}

In diesem Teil der Parameterstudie wird es die Winkelgeschwindigkeit des Rades variieren und daran beobachtet, wie sich die Reibungskraft und Geschwindigkeit ändern. Hierbei werden der statische und dynamische Reibungskoeffizient für die Durchführung der Simulation festgelegt (siehe Tabelle 7).

Mu Static = 0,4 und Mu Dynamic = 0,2							
$W_{rad}(\frac{deg}{s})$	458,366	358,366	258,366	158,366	100,366	58,366	28,366
Simulation	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5	Sim_6	Sim_7

Tabelle 7: Parameter der Winkelgeschwindigkeit des Rades

In der folgenden Abbildung 55 wird die Geschwindigkeit der Buchse dargestellt.

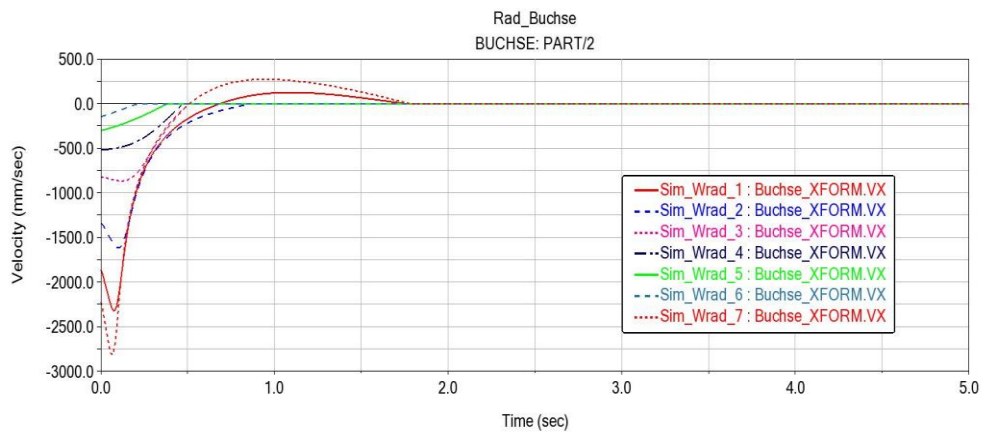


Abbildung 55: Abbildung 55: Geschwindigkeit (Vx) der Buchse

Dabei kann man sehen, dass mit abnehmender Winkelgeschwindigkeit man auch eine Abnahme der Geschwindigkeit feststellen kann. Dies bestätigt die Theorie, denn man hat nach Gleichung (2.24) gesehen, dass die Geschwindigkeit eine Funktion der Winkelgeschwindigkeit ist. In der Abbildung 56 sieht man ebenfalls, dass die Reibungskraft sich mit Variation der Winkelgeschwindigkeit zum Beginn der Simulation bis zum Zeitpunkt $t = 1,74s$ ändert und danach bis zum Ende der Simulation konstant bleibt.

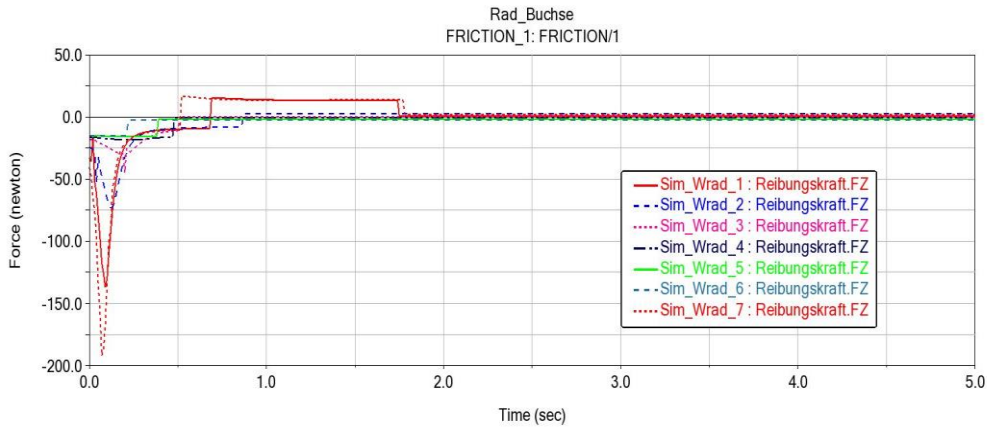


Abbildung 56: Reibungskraft an der Kontaktstelle der Reibpartner

In diesem Teil der Simulation hat man die Reibungsparameter ($\mu_{Static} = 0,4$ und $\mu_{Dynamic} = 0,2$) festgelegt. In der Abbildung 57 kann man erkennen, dass der dynamische Reibungskoeffizient nicht während der Simulation konstant bleibt.

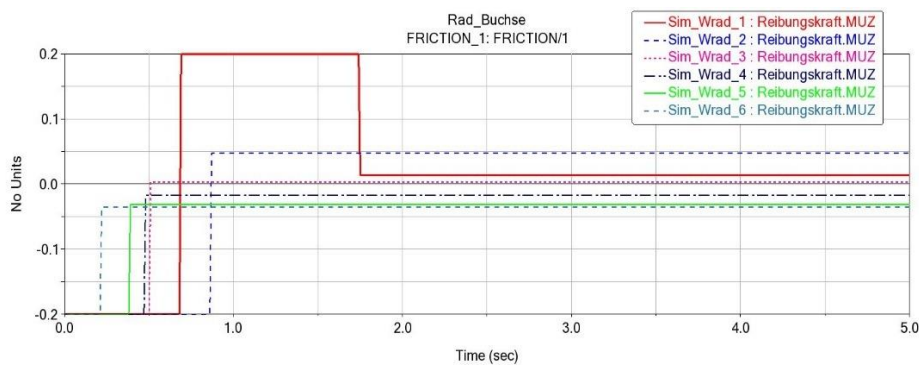


Abbildung 57: Verläufe von MU Dynamik

Man kann auch sehen, dass die Reibungskraft sich zum gleichen Zeitpunkt mit dem dynamischen Reibungskoeffizienten ändert. Dies entspricht dem, was man in der Theorie bezüglich der Gleichung (2.1) erläutern haben.

Fall 3: Reibung durch Kontaktkraft

Für die Durchführung der Parameterstudie mit Reibung durch Kontaktkraft wird man zuerst die Kontaktkraft mit der "Impact Method" ohne Reibung erstellen. In der Tabelle 8 werden die Variablen der "Impact Method" dargestellt.

Stiffness (N/m)	1.0E+05	10	10	10	10	10	10
Force Exponent	2,2	2,0	2,0	2,0	2,0	1,0	1,0
Damping (N.s/mm)	10	70	90	110	130	130	1300
Penetration Depth (mm)	0,1	1,0	1,0	1,0	2,0	2,0	2,0
Simulation	Nicht gut	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5	Sim_6

Tabelle 8: Parameter für Impact Method

Die Parameter wurden so ausgewählt, dass man den Verlauf der Geschwindigkeit ohne Reibung abbilden können. Für die ersten Parameter kann keine Simulation durchgeführt werden. Damit das MKS-Modell simuliert werden kann, hat man die "Stiffness" an der Kontaktstelle auf 10 reduziert.

Die folgende Abbildung 58 legt der Verlauf der Geschwindigkeit der Buchse ohne Reibung sowie die von der Kontaktkraft mit "Impact Method" ohne Reibung übereinander.

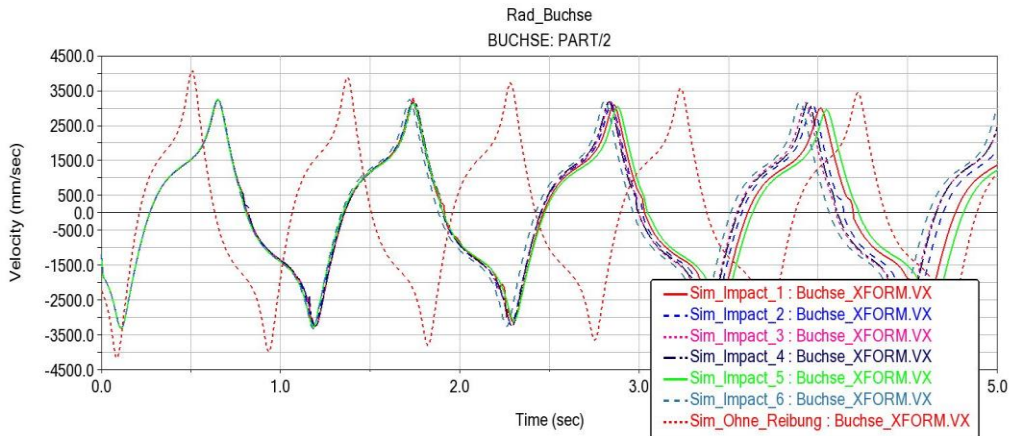


Abbildung 58: Geschwindigkeit der Buchse ohne Reibung und die von der Impact Methode

Dabei kann man beobachten, dass sich die Geschwindigkeit mit der "Impact Method" dem Verlauf der Geschwindigkeit ohne Reibung nähert. Außerdem besteht eine Verzögerung zwischen den beiden Verläufen. Der Verlauf der Geschwindigkeit ohne Reibung kann nicht durch die "Impact Methode" vollständig abgebildet werden. Diese Abweichung entsteht durch die Kontaktbedingungen, die man durch die *Impact Parameter* zwischen der Buchse und dem Stab definiert hat.

Die Simulation mit der Reibung wurde mit folgenden Parametern (siehe Tabelle 9 und 10) durchgeführt:

Stiffness (N/m)	10
Force Exponent	2,0
Damping (N.s/mm)	130
Penetration Depth (mm)	2,0

Tabelle 9: Parameter der Impact Methode

Mu Statik	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Mu Dynamik	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Simulation	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5	Sim_6	Sim_7	Sim_8
W_{rad}	428,366 Degree/s							

Tabelle 10: Reibungskoeffizient zur Durchführung der Simulation

In der Abbildung 58 werden die Verläufe der Geschwindigkeit mit Reibung beim "Translational Joint" mit der von Kontaktkraft übereinandergelegt.

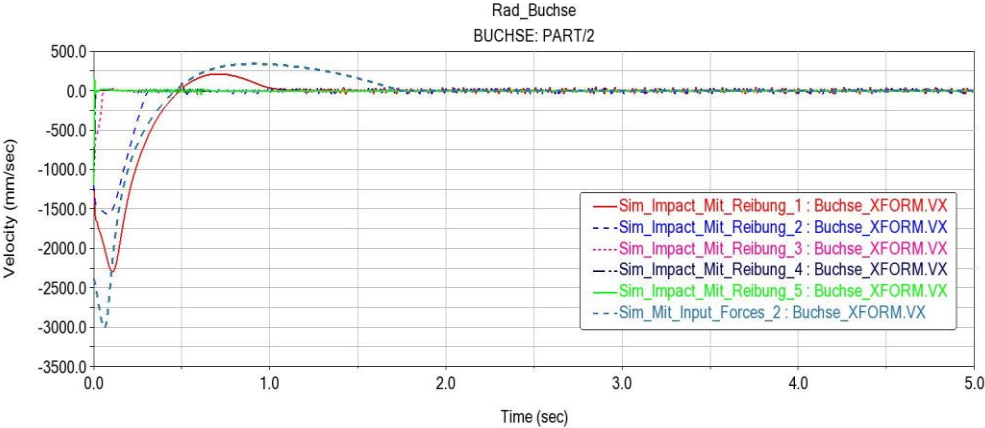


Abbildung 59: Geschwindigkeit mit Reibung beim Translational Joint und die von der Kontaktkraft

Hierbei kann man sehen, dass zum Simulationsbeginn die beiden Geschwindigkeiten fast die gleichen Verläufe haben und sich nur anhand ihrer Amplitude unterscheiden lassen. Die Buchse kommt unter der Reibung mit Kontaktkraft sehr viel schneller als beim "Translational Joint" zum Stillstand. Da man hier keinen "Translational Joint" haben, kann das Verhalten des dynamischen Reibungskoeffizienten während der Simulation nicht beobachtet werden. Adams bietet diese Möglichkeit noch nicht an.

Fall 4: Dämpfung durch Springer-Damper

Für die Durchführung der Simulation durch den "Springer-Damper" wird hier die Feder abgeschaltet. Der Angriffspunkt des Dämpfers ist das lokale Koordinatensystem der Buchse. In der folgenden Tabelle sind die Dämpfungsparameter zur Parameterstudie dargestellt.

Dämpfungskonstante	0,00034	0,0034	0,041	0,06	0,34	0,085
Simulation	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5	Sim_6

Tabelle 11: Dämpfungsparameter für Die Simulation durch Springer-Damper

Das in der Abbildung 60 dargestellte Diagramm stellt die Verläufe der Geschwindigkeit der Buchse durch die Wirkung der Reibung im "Translational Joint" und der Dämpfung im "Springer-Damper" dar.

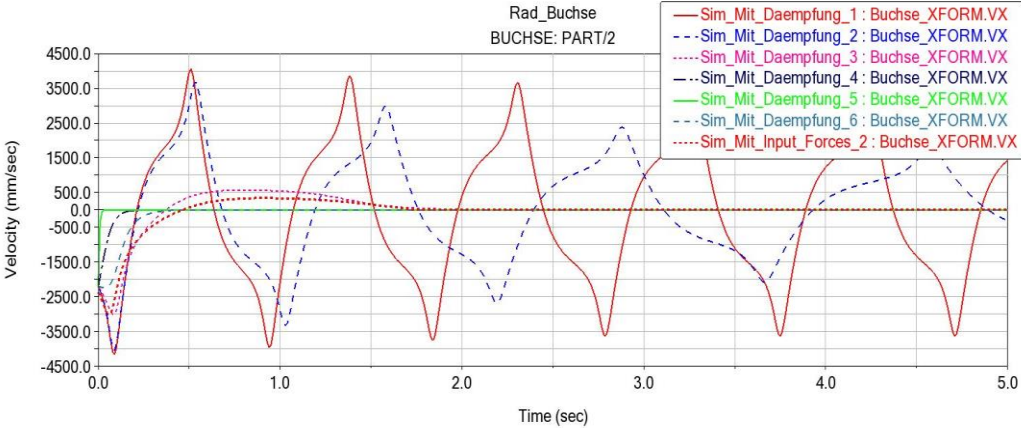


Abbildung 60: Geschwindigkeit der Buchse mit Translational Joint und die des Springer-Dampers

Dabei kann man erkennen, wie kontinuierlich die Amplitude der Geschwindigkeit der Buchse abnimmt. Zum Beginn der Simulation hat man bei manchen Parametern fast den gleichen Verlauf wie bei der Reibung durch "Translational Joint". Das sieht man z.B. bei "Sim_Mit_Dämpfung_3" mit der Dämpfungskonstante $D = 0,041$ und den Reibungskoeffizienten $\mu_s = 0,4$ und $\mu_s = 0,3$ wie die Buchse mit der gleichen Anfangsgeschwindigkeit losfährt und zum gleichen Zeitpunkt zum Stillstand kommt, obwohl die Amplituden unterschiedlich sind. Dadurch kann man feststellen, dass das Modell mit Reibung durch den "Translational Joint" und den "Springer-Dämpfer" durch bestimmte Parameter gleiche Ergebnisse liefern kann.

Fall 5: Dämpfung durch die parametrisierte lineare Dämpfungskraft

In diesem Fall der Parameterstudie wird die Buchse durch die parametrisierte lineare Dämpfungskraft gemäß Abschnitt 3.4.2. validiert. In diesem Abschnitt wurde bereits gezeigt, wie man die Dämpfungskraft erstellt. Für dieses MKS-Modell wurde der Angriffspunkt der Kraft im Massenmittelpunkt der Buchse festgelegt. In der Tabelle 12 sind die Parameter der Dämpfungskonstante dargestellt.

Dämpfungskonstante K (N.s/mm)	0,0075	0,009	0,01	0,05	0,09	0,3
Simulation	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5	Sim_6

Tabelle 12: Dämpfungsparameter für die Parametrisierte lineare Dämpfungskraft

Die Dämpfungskonstante wurde ausgewählt, sodass die Simulation realisiert werden kann. Bei der Durchführung hat man beobachtet, dass mit zunehmender Dämpfungskonstante die Simulationszeit länger wird. Dabei bewegt sich die Buchse sehr schnelle und bei manchen Parametern wird schon beim Start die Simulation abgebrochen (siehe Abbildung 61).

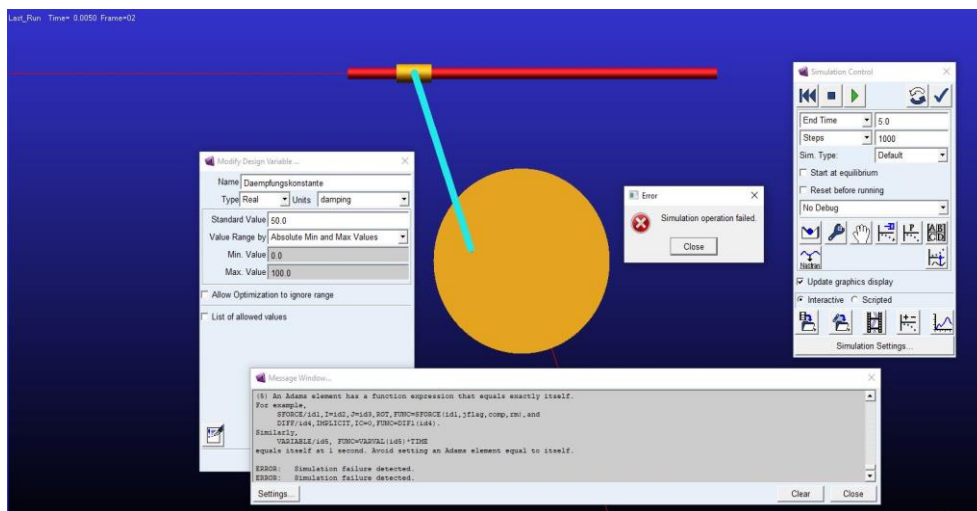


Abbildung 61: Simulationsabbruch beim Simulationsstart

Die Parameter bei diesem Modell wurden variiert und ab $K=50$ wird die Simulation abgebrochen. Die Lösung in diesem Fall ist, die Simulationszeit zu erhöhen, bis sie weiterläuft. Obwohl die Simulation durchgeführt werden kann, dauert sie immer lange. In der Abbildung 62 werden die Verläufe der

Geschwindigkeit der Buchse für die Parameter, mit denen man die Simulation durchführen kann, dargestellt.

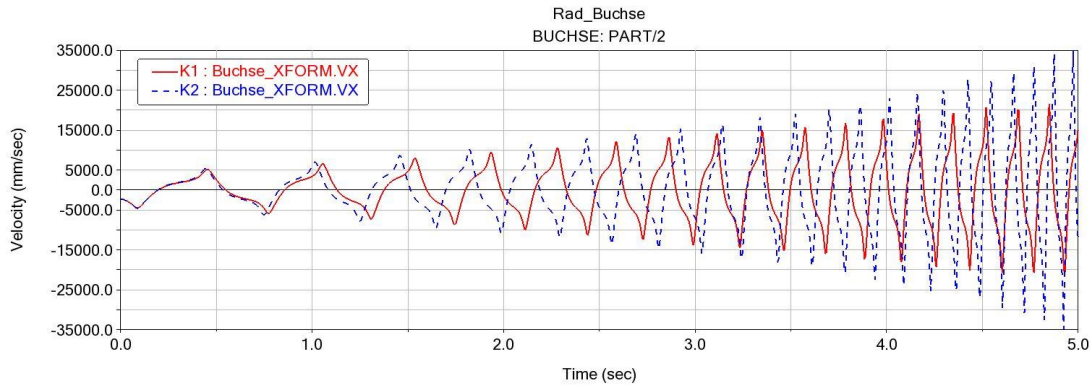


Abbildung 62: Geschwindigkeit der Buchse mit der Parametrisierten linearen Dämpfungskraft

Es werden zuerst die Verläufe für die Dämpfungskonstanten $K1$ und $K2$ dargestellt. Daraus kann man erkennen, dass man mit zunehmender Dämpfungskonstante eine Zunahme der Amplitude mit der Zeit hat. Das bedeutet, dass die Dämpfungskraft eine angefachte Schwingung an der Buchse erzeugt. Die Abbildung 63 stellt die gesamten Verläufe der Geschwindigkeit der Buchse dar.

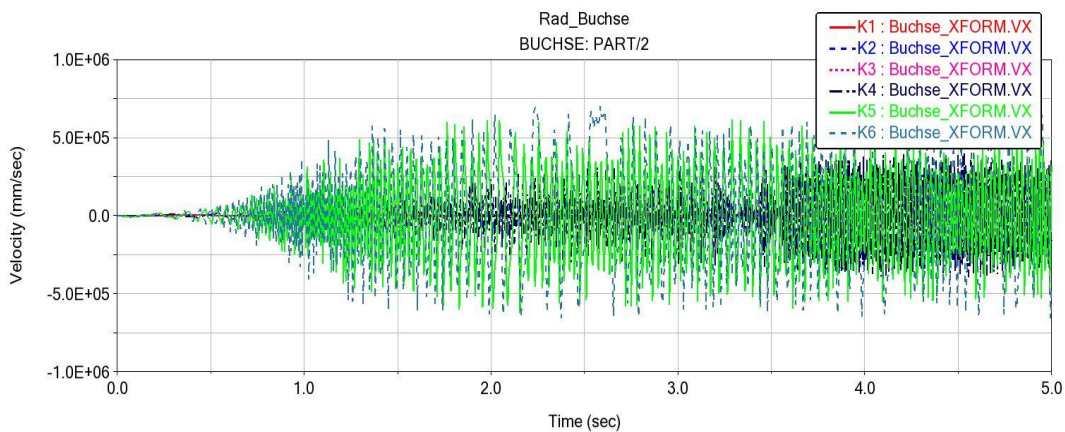


Abbildung 63: Verläufe der Geschwindigkeit der Buchse

In der Abbildung 63 ist zu sehen, wie alle Parameter eine angefachte Schwingung erzeugen. Solche Schwingungen sind instabil und können zu einer Instabilität des Systems führen. Wie schnell sich die Buchse bewegt, ist auch abhängig von der Dämpfungskonstante. Dies kann man bei $K5$ und $K6$ sehen.

4.2.2 MKS-Modell 2

In der Abbildung 64 wird das entworfene MKS-Modell einer Ebenekurbel dargestellt.

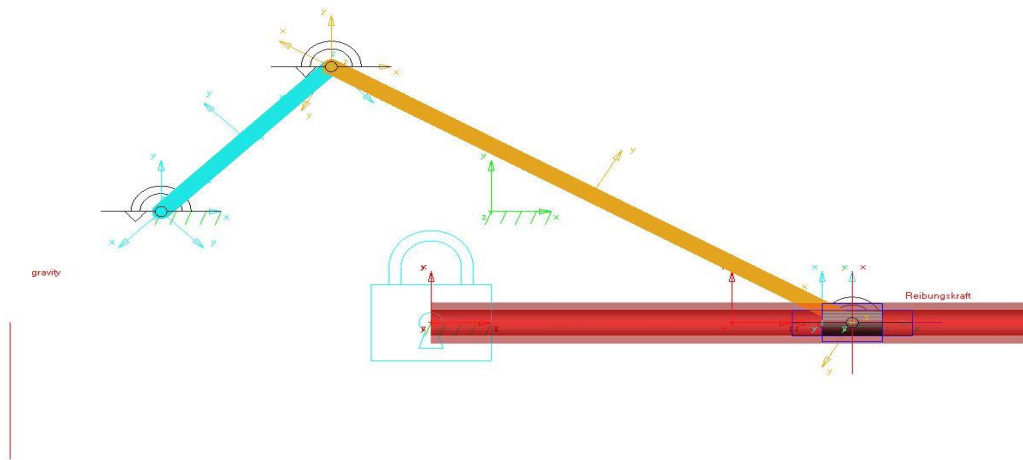


Abbildung 64: Adams Modell der Ebenekurbel

Es besteht aus dem massebehafteten Stab AB (Hell Blau) und dem massebehafteten Stab BC (Gelb), jeweils modelliert durch einen Link. Der Stab AB ist durch den "Revolute Joint" (Schwarz) mit dem ground (Boden) und durch den "Revolute Joint" (Schwarz) mit dem Stab BC verbunden. Seine freie Bewegung im Raum ist durch die beiden "Revolute Joint" limitiert. Die Reibung wird für dieser Joint bei der Durchführung der Simulation abgeschaltet. Ein "Revolute Joint" ist zwischen dem Stab BC und dem Gleitstück C angeordnet. Dadurch wird mit dem "Revolute Joint" (Schwarz) die freie Bewegung des Stabes BC eingeschränkt. Das Gleitstück C wurde mit einem Zylinder modelliert und bewegt sich Translatorisch durch den "Translational Joint" (Blau) innerhalb des roten "Hohlzylinders". Der Rote "Hohlzylinders" wurde ebenfalls mit einem Zylinder erstellt und mit dem Icon "Hollow out a solid" von "Features" durchgebohrt. Der Zylinder ist mit dem ground durch den "Fixed Joint" (Hell Blau) und durch den "Translational Joint" mit dem Gleitstück C verbunden. Die Modellparameter für die Modellierung sind:

$$l_{AB} = 200 \text{ mm}, l_{BC} = 500 \text{ mm}, \theta = 30^\circ, \gamma = 45^\circ.$$

Um die Durchführung der Analyse der Dämpfungsphänomene zu ermöglichen, wird eine Winkel-Geschwindigkeit von 343,775 Degree/s auf das mit dem ground verbundene "Revolute Joint" (Schwarz) aufgebracht und die Reibung im "Translational Joint" zugeschaltet.

Durchführung der Parameterstudie

Der Aufbau des Gleitstücks und seine Bewegung ist ähnlich wie die der Buchse im MKS-Modell 1, Daher werden hier nur die folgenden Fälle durchgeführt.

- Reibung auf den "Translational Joint" (Reibung zwischen der Buchse und der roten Stange)
- Variation der Winkelgeschwindigkeit W_{rad}

Fall 1: Reibung auf den Translational Joint

In diesem Fall 1 wird es wie beim MKS-Modell 1 die Reibung auf den *Translational Joint* zwischen dem Gleitstück und dem Roten Hohlzylinder zugeschaltet. Es ist zu betonen, dass bei diesem Modell die Simulation mit einer Masse der Körper kleiner als 1 kg durchgeführt werden kann. Die folgenden Tabelle 13 stellt die Reibungsparameter zur Durchführung der Parameterstudie dar.

Mu Static	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,9
Mu Dynamik	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Simulation	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5	Sim_6	Sim_8	Sim_9

Tabelle 13: Reibungsparameter zur Durchführung der Parameterstudie

Die Durchführung der Simulation erfolgt hier mit zugeschaltete "Input Force to Friction." Das Diagramm In der Abbildung 65 stellt die Verläufe der Geschwindigkeit des Gleitstücks mit und ohne Reibung dar.

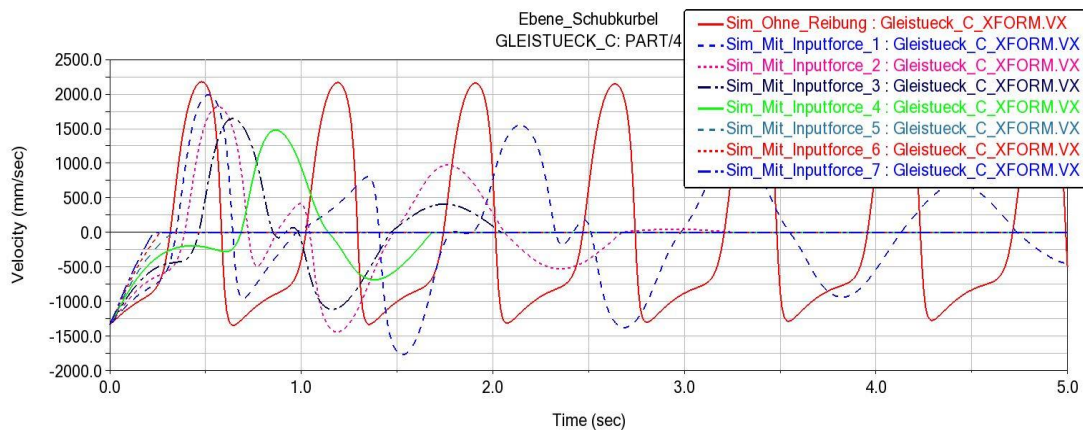


Abbildung 65: Geschwindigkeit des Gleitstücks mit und ohne Reibung

Bei dem Fall ohne Reibung bleibt die Amplitude der Geschwindigkeit während der Simulation erhalten und der Verlauf wiederholt sich periodisch. Daher kann man dieser Kurvenverlauf als die von einer periodischen Schwingung beobachten. Wird die Reibung zugeschaltet, kann man sehen, wie die Amplitude in Abhängigkeit von den dynamischen Parametern (siehe Abbildung 66) abnimmt.

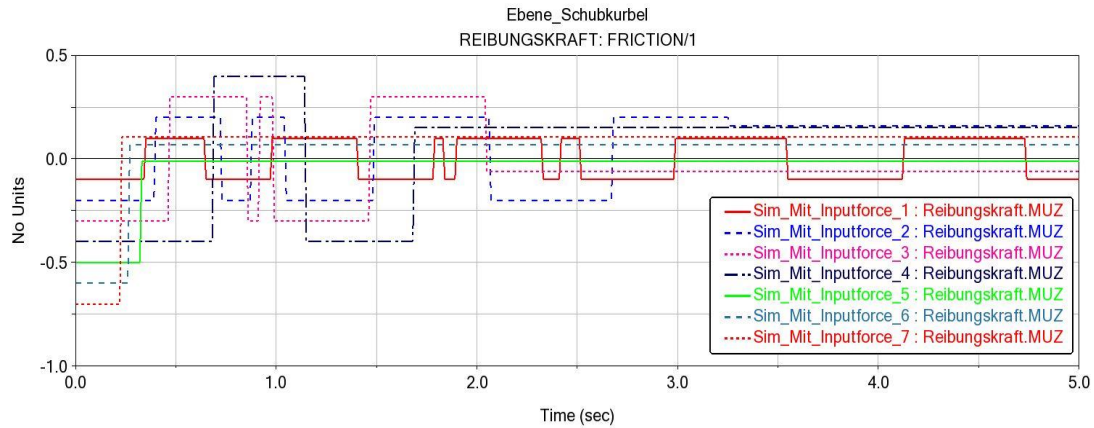


Abbildung 66: Verläufe der dynamischen Reibungskoeffizienten

Die dargestellten Verläufe zeigen, wie sich die dynamischen Reibungskoeffizienten während der Simulation ändern. Man kann sehen, dass zum Beginn der Simulation jeder Parameter einen konstanten Wert besitzt, bis sie zu einem bestimmten Zeitpunkt anfängt zu variieren. Diese Variation kann man auch bei der Reibungskraft (siehe Abbildung 67) beobachten,

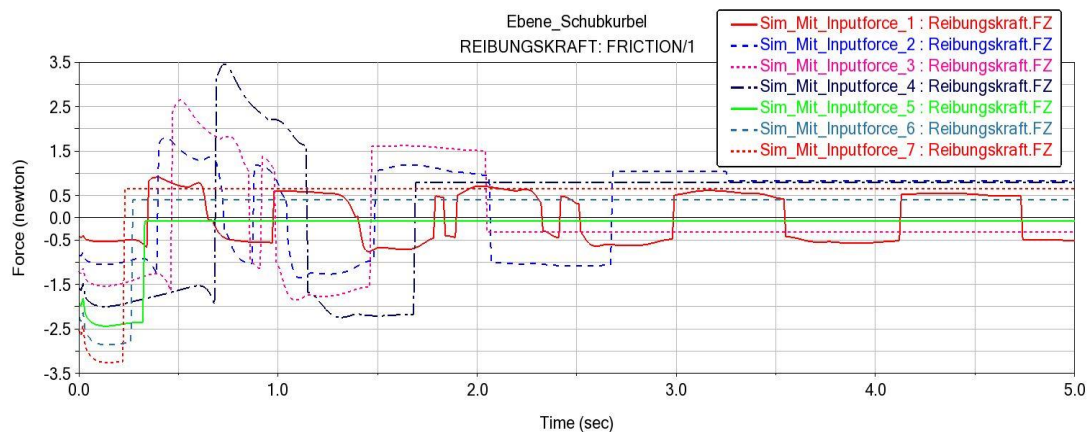


Abbildung 67: Verläufe der Reibungskraft mit der Zeit

Wenn man die Verläufe der Dynamischen Reibungskoeffizienten und der Reibungskraft vergleicht, kann man feststellen, dass die beide Parameter zu einem gleichen Zeitpunkt variieren. Dies zeigt die Abhängigkeit zwischen den beiden Parametern.

4.2.3 MKS-Modell 3

Abbildung 67 stellt das entwickelte MKS-Modell des Gelenkvierecks dar.

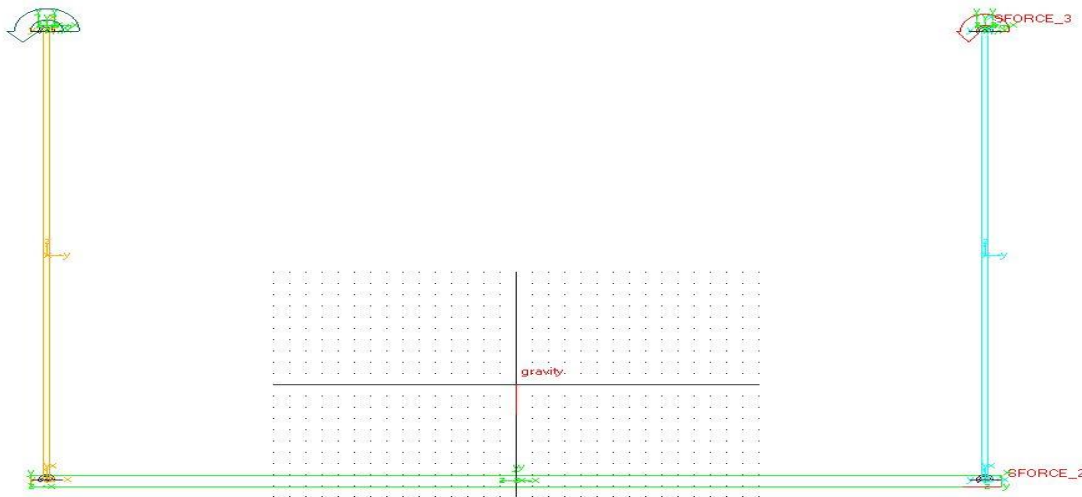


Abbildung 68: Adams-Modell des Gelenkvierecks

Es besteht aus den drei massebehafteten Stäben AB (Gelb), CD (Hell Blau) und AD (grün), die durch den "Revolute Joint" untereinander verbunden sind. Sie wurden jeweils durch eine Box modelliert.

Außerdem ist der Stab AB durch den "Revolute Joint" (Grün) und der Stab CD durch den "Revolute Joint" (Grün) mit dem ground verbunden. Die Stäbe AB und CD sind jeweils mit dem Stab AD durch den "Revolute Joint" (Schwarz) für die Bindung von Stab AB und AD sowie durch den "Revolute Joint" (Blau) zwischen Stab CD und AD verbunden. Ihre Bewegungen sind durch die genannten "Revolute Joint" limitiert. An der rechten Seite des Stabes AD wurde eine "Single Component Forces" (Rot) angebracht und ein *Torque* (Drehmoment) wurde ebenfalls am Stab CD angebracht.

Zur Durchführung der Simulation wird auf den "Revolute Joint" (Grün B) eine Anfangswinkelgeschwindigkeit von $(W_{ab})_0 = 114,592 \text{ dregree/s}$, auf den Stab AD eine konstante Kraft $P = 200 \text{ N}$ und ein Drehmoment $M = 150 \text{ Nm}$ auf den Stab CD aufgebracht. Die Weiteren Modellparameter für die Modellierung sind: $l_{AB} = 2 \text{ m}$, $l_{CD} = 2 \text{ m}$, $l_B = 3 \text{ m}$, $m_A = 8 \text{ Kg}$, $m_B = 10 \text{ Kg}$, $\theta_1 = 45^\circ$.

Durchführung der Parameterstudie

Die Simulationen werden für die folgenden Fälle durchgeführt:

- Reibung "Revolute Joint" B und C
- Dämpfung durch "Springer-Damper" (Drehdämpfer). Hierbei werden zwei Drehdämpfer je ein auf jeden Stab AB und CD angebracht.
- Auf den Stäben AB und CD wird die mit dem Design variable parametrisierte Dämpfungskraft F_D aufgebracht

Fall 1: Reibung auf den Translational Joint

In diesem Teil der Parameterstudie wird für das Gelenkviereck die Reibung auf den "Revolute Joint" B und C aufgebracht. Für die Durchführung der Simulation wird man ebenfalls die Reibung mit "Input

Force to Friction" zugeschaltet. Die nachfolgende Tabelle 14 enthält die Reibungsparameter für die Parameterstudie.

Mu Static	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Mu Dynamik	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
Simulation	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5	Sim_6	Sim_7

Tabelle 14: Reibungsparameter für die Parameterstudie

Bis jetzt hat man die Reibung zwischen zwei relativ bewegten Körper untersucht. Als nächstes betrachtet man die Reibung in einem "Revolute Joint", der sich in einem Festlager befindet. Die nachstehende Abbildung zeigt die Verläufe der Winkelgeschwindigkeit des Stabes AB mit und ohne Reibung.

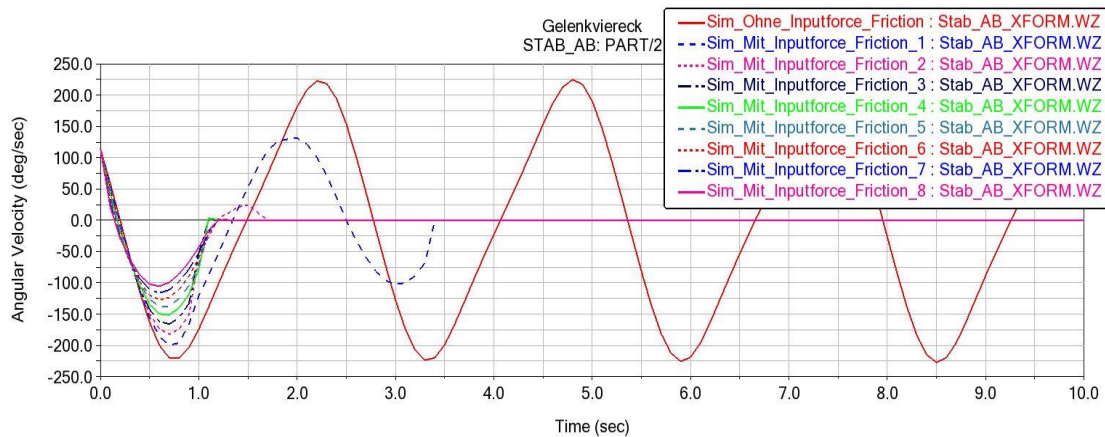


Abbildung 69: Winkelgeschwindigkeit des Stabes AB mit und ohne Reibung

Dabei kann man erkennen, dass die Bewegung des Stabes AB ohne Reibung der einer harmonischen Schwingung entspricht. Die Amplitude bleibt ebenfalls während der Simulation erhalten. Die Zuschaltung der Reibung verursacht mit der Variation der Parameter eine starke Abnahme der Amplitude der Winkelgeschwindigkeit. Der Stab AB bewegt sich nicht bis zum Ende der Simulationszeit, sondern er kommt je nach Parameter kurz nach dem Simulationstart schnell zum Stillstand.

Fall 2: Dämpfung durch Springer-Damper

Die Stäbe AB sowie CD bewegen sich jeweils rotatorisch um die Gelenke B und C, deswegen werden in diesem Fall zwei Drehdämpfer auf jedem Gelenk aufgebracht. Die Tabelle 15 beinhaltet die eingegebene Dämpfungskonstante für die Parameterstudie.

Dämpfungskonstante D (N.s/mm)	0,004	0,04	0,4	0,54	0,6	0,7	0,8	0,9
Simulation	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5	Sim_6	Sim_7	Sim_8

Tabelle 15: Dämpfungskonstante für den Springer-Damper

Für die Durchführung der Simulation wurde die Drehfelder abgeschaltet, sodass der "Springer-Damper" nur aus dem Drehdämpfer besteht. Die nachfolgende Abbildung stellt das Ergebnis der Simulation für acht unterschiedliche Dämpfungsparameter dar.

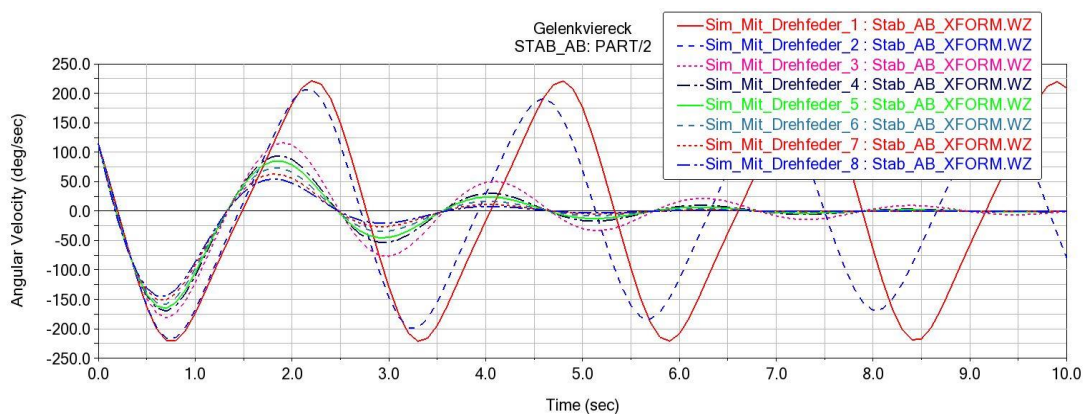


Abbildung 70: Winkelgeschwindigkeit des Stabs AB

Man kann bemerken, dass sich mit Zunahme der Dämpfungskonstante bzw. zunehmender Schwingungsdauer die Amplitude der Winkelgeschwindigkeit je nach Variable verringert. Darüber hinaus kann man ebenfalls erkennen, dass es durch die abgebildete einhüllende Dämpfungsfunktion zu einer Verschiebung der Maxima und Minima in Bezug auf die ungedämpfte harmonische Schwingung des Stabes AB kommt.

Fall 3: Auf den Stäben AB und CD wird die mit dem Design Variable parametrisiert Dämpfungskräfte F_D aufgebracht

Wie beim MKS-Modell 1 wird auch hier gemäß Abschnitt 3.4.2 das Modell durch die Dämpfungskraft gedämpft. Die Dämpfungskonstante zur Durchführung der Simulation befindet sich in der Tabelle 23.

Dämpfungskonstante K (N.s/mm)	0,08	0,8	5	10	20	30	40	50	60	70	80
----------------------------------	------	-----	---	----	----	----	----	----	----	----	----

Tabelle 16: Dämpfungsparameter für die Parametrisierte lineare Dämpfungskraft

Die Dämpfungskraft wurde im Massenmittelpunkt der beiden Stäbe aufgebracht und ist entgegen ihrer Bewegung gerichtet. Die nachstehende Abbildung 71 stellt die Verläufe der Winkelgeschwindigkeit des Stabes AB für unterschiedliche Dämpfungsparameter dar.

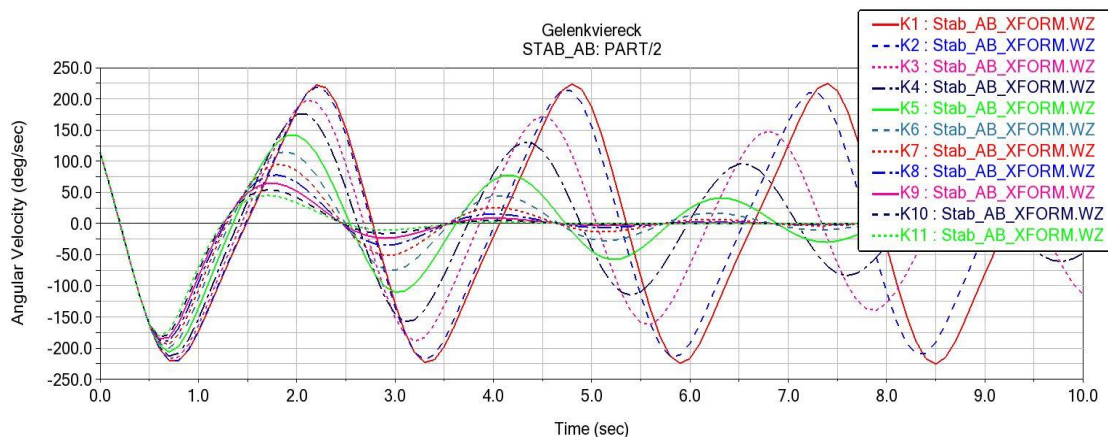


Abbildung 71: Winkelgeschwindigkeit des Stabes AB durch die parametrisierte lineare Dämpfungskraft

In Analogie zum Fall 2 kann man hier feststellen, dass die parametrisierte lineare Dämpfungskraft ein gleiches Verhalten wie die Drehfeder hat. Mit einer Zunahme der Dämpfungsparameter klingt die Amplitude wie bei der Drehfeder ab. Im Gegenteil zum MKS-Modell 1 erzeugt hier die Dämpfungskraft eine harmonische gedämpfte Schwingung.

4.2.4 MKS-Modell 4

Abbildung 65 stellt den Aufbau des entwickelten MKS-Modells dar. Es handelt sich um ein Schubpendel, das aus zwei massebehafteten Zylindern besteht.

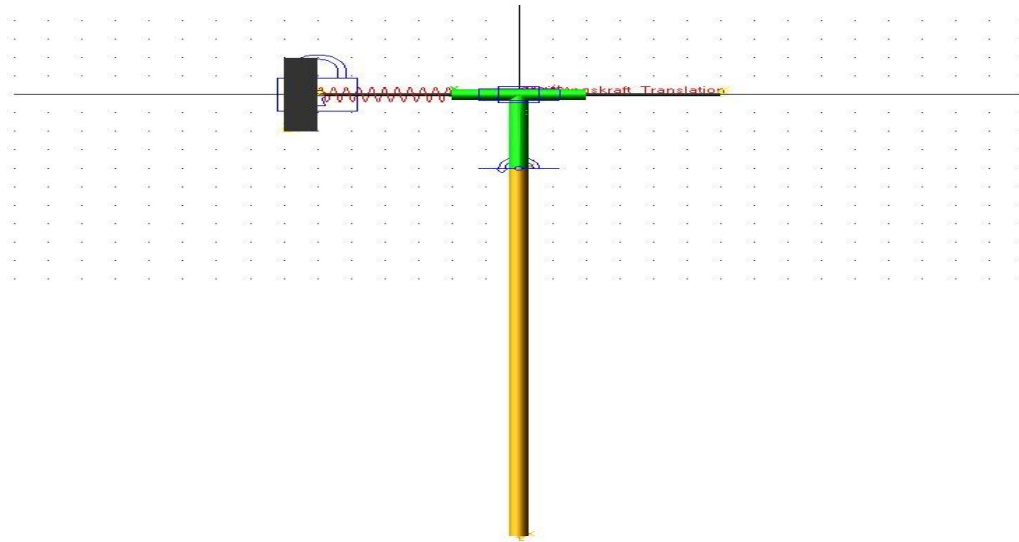


Abbildung 72: Adams Modell des Schubpendels

Die massebehafteten Pendel werden im dargestellten MKS-Modell durch einen Zylinder (Gelb) modelliert. Dabei wird die freie Bewegung der Zylinder im Raum durch einen "Revolute Joint" (Blau), positioniert als Bindungselement zwischen dem Pendel (Gelbe Zylinder) und dem Schubelement (Grün), eingeschränkt. Das Schubelement wurde als T-Profil aus zwei Zylindern erzeugt. Die beiden Zylinder wurden durch die boolesche Operation mit dem Icon "*unite two solids*" aus dem Unterordner "*Booleans*" vereinigt. Der obere Zylinder wurde durch "*Features*" mit dem Icon "*Hollow out a solid*" durchgebohrt und ist durch den "Translational Joint" (Blau) mit dem schwarzen Stab verbunden. Die translatorische Bewegung des Schubelements wird durch den "Translational Joints eingeschränkt. Der Schwarze Stab wurde durch einen Zylinder modelliert und ist mit der schwarzen Box durch den "*Fixed Joint*" verbunden. Damit das gesamte System nicht bei der Durchführung der Simulation herunterfällt wurde die Box durch die boolesche Operation mit dem Icon "*merge two Bodies*" aus dem Unterordner "*Booleans*" mit der ground vereinigt. Eine weitere Bindung zwischen der Box und dem Schubelement erfolgt durch die masselose Kraftelemente Feder, realisiert durch den "*Translational Spring-Damper*" (rot) ohne Dämpfer.

Zur Durchführung der Simulation wird auf den "Translational Joint" ein Anfangsweg von $X_0 = 150\text{ m}$ aufgebracht.

Durchführung der Parameterstudie

Die hier durchzuführenden Simulationen werden für die folgenden Fälle durchgeführt:

- Reibung wird auf den "Translational Joint" zugeschaltet (Reibung zwischen dem Schubelement und dem Stab)
- Variation des Anfangswegs $X_0 = 150\text{ m}$ mit *Rotational Springer-Damper* zugeschaltet
- Dämpfung wird durch den "Translational Springer-Damper" zugeschaltet
- Auf dem Gelben Pendel oder Schubelement wird die mit dem "Design variable" parametrisiert Dämpfungskraft F_D aufgebracht

Fall 1: Reibung auf den "Translational Joint"

In diesem Teil der Parameterstudie wird für das Schubpendel die Reibung mit zugeschaltetem "Input Force to Friction" auf den blauen "Translational Joint" aufgebracht. Die nachfolgende Tabelle 25 enthält die Reibungsparameter für die Durchführung der Simulation.

$X_0 = 150\text{ m}$								
Mu Static	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,9
Mu Dynamik	01	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Simulation	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5	Sim_6	Sim_7	Sim_8

Tabelle 17: Reibungsparameter für die Durchführung der Simulation

Der Anfangsweg $X_0 = 150\text{m}$ wurde für die Durchführung der Simulation festgelegt, damit man eine größere Bewegung des Schubelements für die unterschiedlichen Parameter haben. Mit einem Anfangsweg z.B von $X_0 = 10\text{ m}$ bewegt sich das Schubelement kaum unter Wirkung der dynamischen Reibung. Diesen Effekt wird im Fall 2 Untersuchen. Die nachfolgende Abbildung 73 zeigt das Verhalten des Schubelements für unterschiedliche Reibungskoeffizienten. Die Simulationszeit wurde so ausgewählt, dass man sehen kann, wann das Pendel in die Ruhelage kommt.

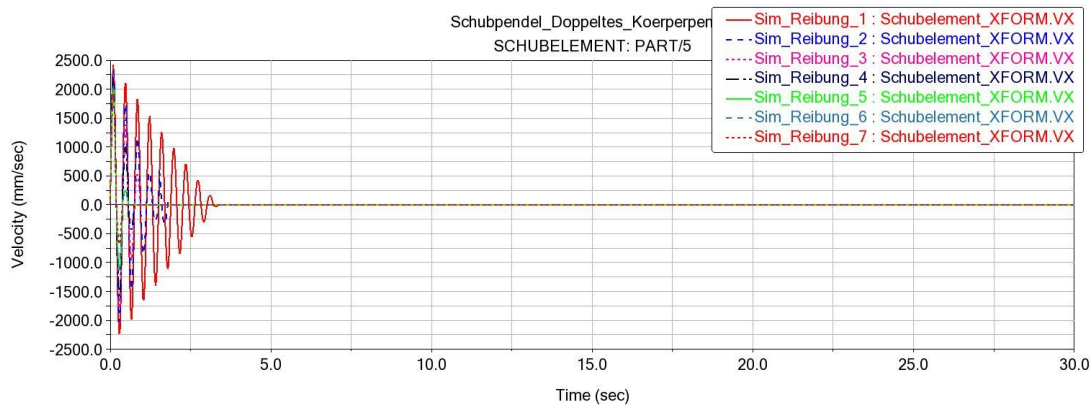


Abbildung 73: Geschwindigkeit des Schubelements in Abhängigkeit der Zeit

Aus dieser Abbildung 73 ist zu sehen, wie die Geschwindigkeit des Schubelements von den Reibungskoeffizienten abhängig ist. Man kann auch hier beobachten, wie die Amplitude kontinuierlich mit zunehmenden Reibungskoeffizienten abnimmt. Die Abbildung 74 stellt den Bewegungsverlauf des Pendels dar.

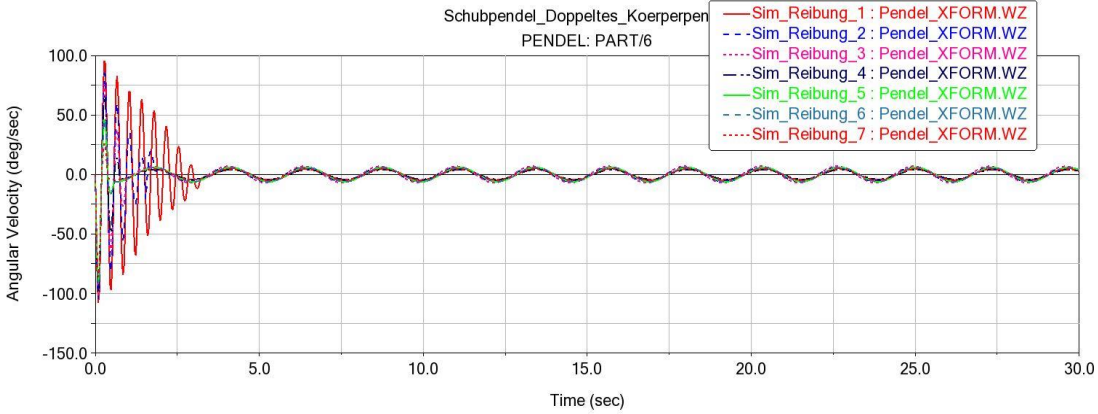


Abbildung 74: Winkelgeschwindigkeit des Pendels

Im Vergleich zur Abbildung 73 stellt man fest, dass die Amplitude der beiden Körper (Schubelement und Pendel) bei einigen Parametern zu einem gleichen Zeitpunkt abnimmt. Weiterhin erkennt man, dass wenn das Schubelement in die Ruhelage kommt, es sich bis zum Ende der Simulation mit einer harmonischen ungedämpften Schwingung bewegt. In der nachfolgenden Abbildung 75 beobachtet man auch das Verhalten der Reibungskraft sowie das des dynamischen Reibungskoeffizienten.

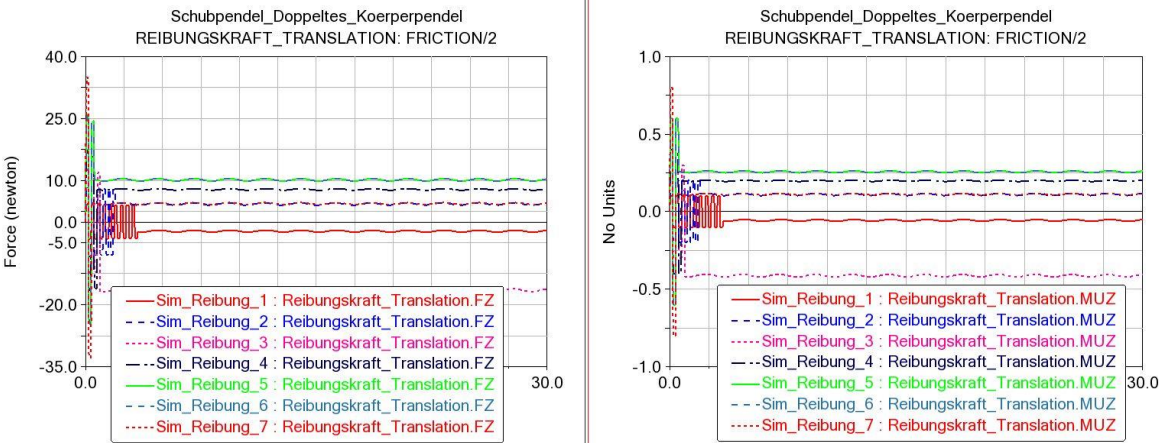


Abbildung 75: Kurvenverlauf der Reibungskraft sowie der Dynamische Reibungskoeffizient

Wie bei anderen Reibungsmodellen kann man ebenfalls die Zusammenhänge zwischen der Reibungskraft und dem dynamischen Reibungskoeffizienten sehen. Beide haben das gleiche Verhalten vom Anfang bis zum Ende der Simulation, insofern, dass sie zu Beginn variieren und später, bis zum Ende, konstant bleiben.

Fall 2: Dämpfung wird durch den "Translational Springer-Damper" zugeschaltet

Das MKS-Modell wird in diesem Teil der Parameterstudie durch den "Translational Springer-Damper" mit zugeschalteter Dämpfung gedämpft. Die folgende Tabelle 18 enthält die Dämpfungsparameter für die Durchführung der Simulation.

Federsteifigkeit (N/mm) 0,09						
Dämpfungskonstante D (N.s/mm)	0,000034	0,00034	0,0034	0,034	0,34	3,4
Simulation	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5	Sim_6

Tabelle 18: Dämpfungsparameter für den Translational Springer-Damper

Die beim "Translational Springer-Damper" festzulegende Variable ist die federsteifigkeit und die zu variierenden ist die Dämpfungskontante D, von schwacher bis zu starker Dämpfung. Die Simulationparameter wurden festgelegt, sodass man beobachten kann, wann das Pendel in die Ruhelage kommt. Das nachstehende Diagramm dient zur Veranschaulichung der Bewegungsverläufe des Schubelements.

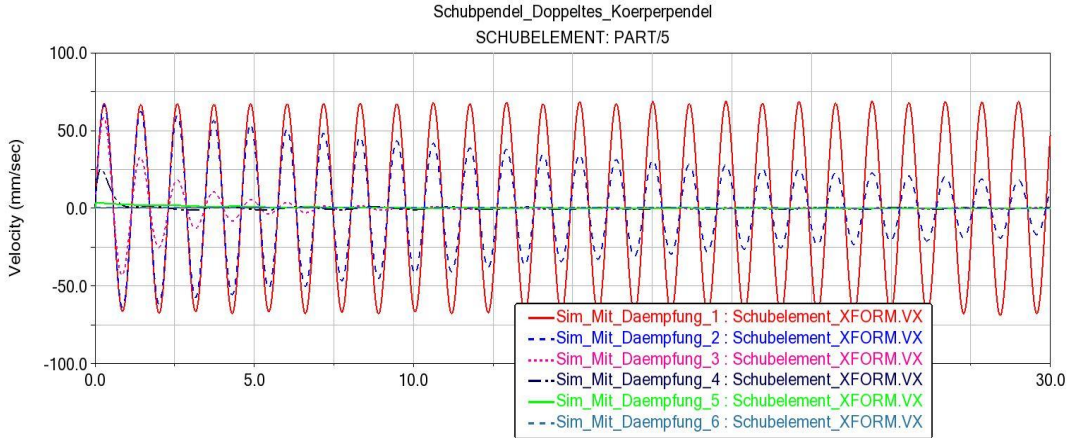


Abbildung 76: Geschwindigkeit des Schubelements

In der Abbildung 76 kann man durch die Schwingungsüberlagerung erkennen, dass mit zunehmendem Dämpfungsparameter man eine Abnahme der Amplitude mit der Zeit hat. Bei dem in Abbildung 77 dargestellten Diagramm betrachtet man ein anderes Verhalten.

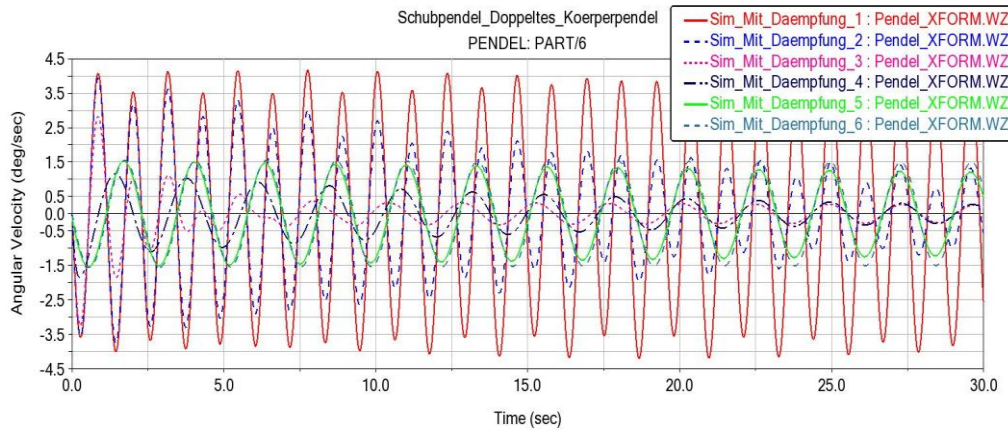


Abbildung 77: Winkelgeschwindigkeit des Pendels

Hierbei kann man sehen, dass bei "Sim_1" die Schwingung des Pendels fast periodisch mit unterschiedlichen Amplituden erfolgt, was bei dem Schubelement nicht der Fall ist. Die Amplitude ist während der Simulationszeit konstant geblieben. Bei "Sim_3" beobachtet man das gleiche Verhalten wie bei der Reibung. Wenn das Schubelement zum Stillstand kommt, bewegt sich das Pendel mit der gleichen Amplitude bis zum Ende der Simulation weiter. Bei "Sim_5" kann man erkennen, dass bei Zunahme der Dämpfungskonstante die Amplitude des Schubelements exponentiell mit der Zeit abnimmt und das Pendel dagegen zum Beginn der Simulation zum Zeitpunkt $0 < t < 10$ die gleiche Amplitude hat und danach langsam mit der Zeit abklingt. Bei "Sim_6" bleibt die Amplitude konstant bis zum Ende. Man kann dabei erkennen, dass wenn des Schubelements zu stark gedämpft wird, sich das Pendel während der Simulation mit einer fast konstanten Amplitude bewegt.

Fall 3: Variation des Anfangswegs $X_0 = 150 \text{ m}$ mit "Translational- und Rotational Springer-Damper" zugeschaltet

Es wird in diesem Fall zur Dämpfung des Schubelements der "Translational Springer-Damper" mit zugeschalteter Dämpfung zwischen dem Schubelement und dem ground positioniert und auf dem Rotationspunkt des Pendels ein Drehdämpfer aufgebracht, damit wird das Verhalten des Pendels und des Schubelements durch die Variation des Anfangswegs für eine festgelegte Dämpfungskonstante untersucht. In der Tabelle 19 befinden sich die unterschiedlichen Parameter zur Durchführung der Simulation.

Dämpfungskonstante für Translation (N.s/mm) $D = 0,34$ Federkonstante für Translation (N/mm) $K = 0,09$				Dämpfungskonstante für Rotation (N/mm) $D = 7$				
X_0	10	30	50	70	90	110	130	150
Simulation	Sim_1	Sim_1	Sim_1	Sim_1	Sim_1	Sim_1	Sim_1	Sim_1

Tabelle 19: Parameter der Springer-Damper mit Variation des Anfangswegs

Es muss erwähnt werden, dass die Reibung in dem "Translational" und "Revolute Joint" nicht zugeschaltet ist, damit hat man den Dämpfer und den Drehdämpfer als einzige Dämpfungselemente im Modell. Bei den in Abbildung 78 dargestellten Verläufen handelt es sich um die Winkelgeschwindigkeit des Pendels unter der Wirkung der masselosen Verbindungselemente (Dämpfer) mit Variation des Anfangswegs.

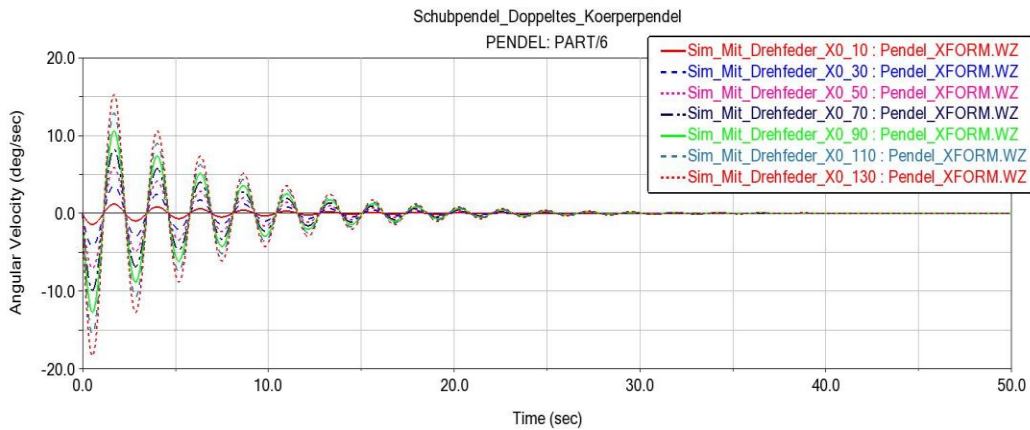


Abbildung 78: Winkelgeschwindigkeit des Pendels mit Variation des Anfangswegs X0

Aus dem Schaubild geht hervor, dass die Winkelgeschwindigkeit des Pendels mit Variation des Anfangswegs durch den Drehdämpfer eine harmonische gedämpfte Schwingung erzeugt. Wie man bereits bei anderen MKS-Modellen gesehen hat, klingt auch hier die Schwingungsamplitude des Pendels in Form einer geometrischen Reihe mit der Zeit ab. In Bezug auf die Bewegung des Schubelements, die in der Abbildung 79 dargestellt wird, beobachtet man eine exponentielle Abnahme der Geschwindigkeit mit der Zeit.

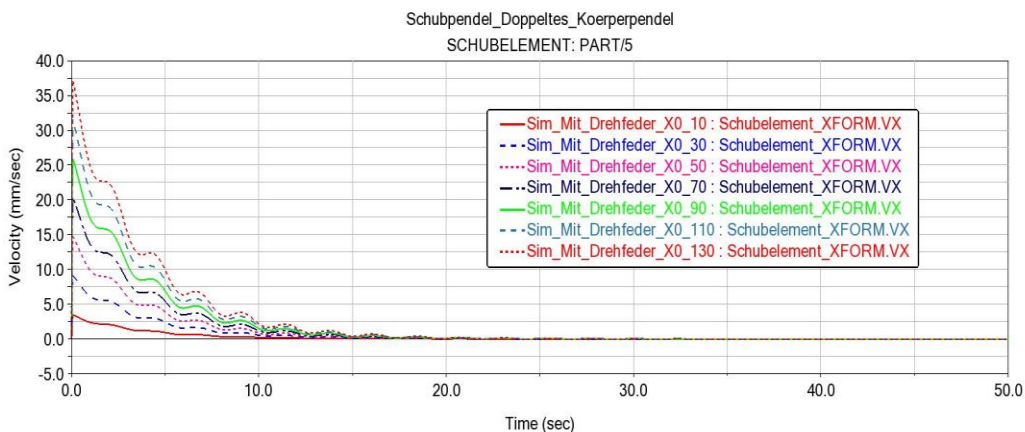


Abbildung 79: Geschwindigkeit des Schubelements mit Variation des Anfangswegs X0

Man stellt auch fest, dass mit zunehmendem Anfangsweg, auch der Betrag der Geschwindigkeit des Schubelements und die Winkelgeschwindigkeit des Pendels zunimmt. Man sieht ebenfalls, dass das Schubelement vor dem Pendel in die Ruhelage kommt. Dieses Verhalten ist abhängig von der Dämpfungskonstante.

Fall 4: Auf dem gelben Pendel oder Schubelement wird die mit dem "Design variable" parametrisierte Dämpfungskraft F_D aufgebracht

Bei diesem Teil der Simulation wurde die lineare Dämpfungskraft $F_D = K \cdot V_{schx}$ im Massenmittelpunkt des Schubelements positioniert und in X-Richtung ausgerichtet.

Die Definition der Dämpfungskonstante bereitet bei der Durchführung der Simulation folgende Schwierigkeiten:

- Bei einigen Parametern löst sich das Schubelement von der Verbindung mit dem Stab und bewegt sich außerhalb des Systems mit einer größeren Geschwindigkeit (siehe Abbildung 80).

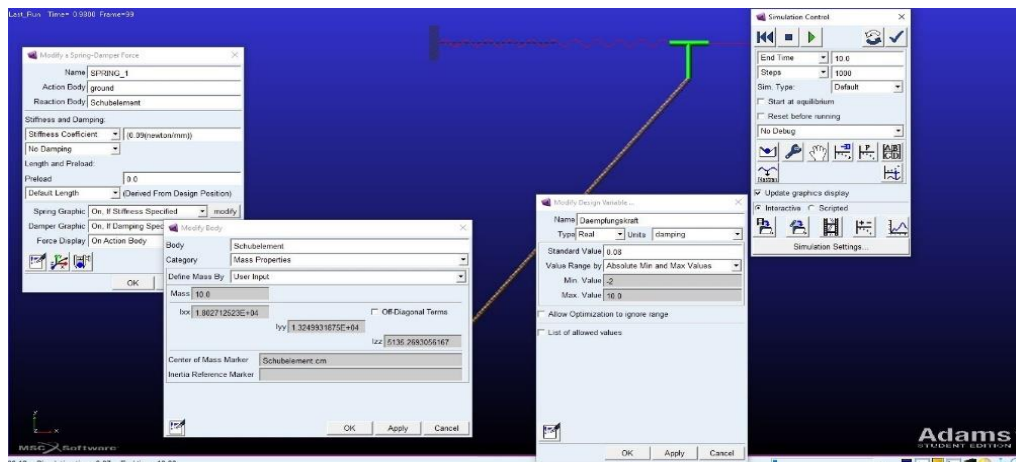


Abbildung 80: Auslösung des Schubelements durch Einwirkung der Dämpfungskraft

- Bei manchen Parametern wurde die Simulation während der Durchführung abgebrochen.
- Die Simulation konnte mit einigen Parametern durchgeführt werden, aber nach der Wiederholung der mit denselben Parametern konnte man nicht mehr das vorherige Ergebnis erzielen. (siehe Abbildung 81)

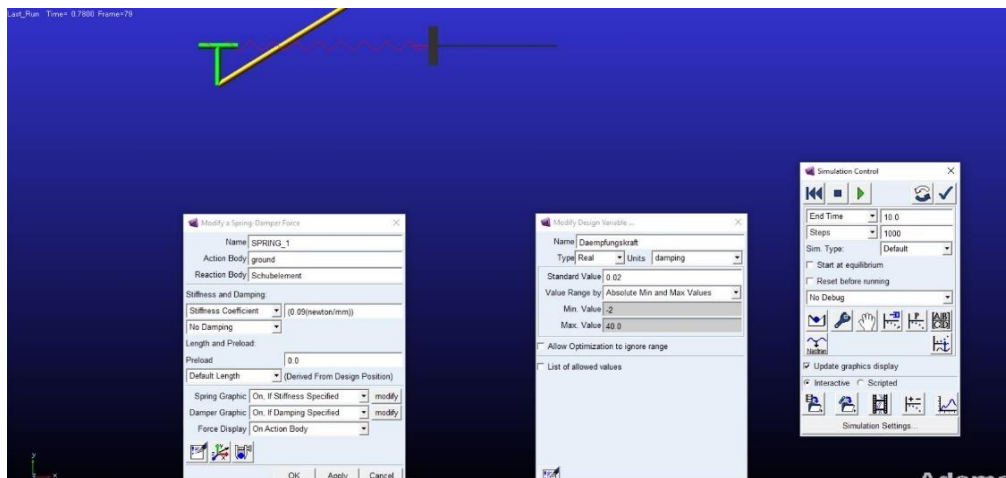


Abbildung 81: Auslösung des Schubelements nach der Wiederholung des Parameters K

Auf die Frage, warum bei der Software MSC Adams solche Probleme vorkommen, kann man an dieser Stelle keine sichere Antwort geben. Es besteht jedoch die Vermutung, dass diese Probleme von den Massen der Körper oder von den Simulationsparametern (End Time und Steps) ausgehen. Sobald man die Masse bzw. die Simulationsparameter geändert hatte, konnte man die Simulation mit einigen Parametern durchführen. Die nachstehende Tabelle 20 enthält die Parameter, mit denen man die Simulation durchführen konnten.

Dämpfungskontante (N.s/mm) K	0,002	0,006	0,009	0,01	0,03	1	0,08
Simulation	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7

Tabelle 20: Dämpfungsparameter für die Lineare Dämpfungskraft

Es muss noch erwähnt werden, dass für die Parameter K6 sowie K7 die Maße des Schubelements geändert wurden. In den folgenden Abbildungen werden die Verläufe der Geschwindigkeit des Schubelements (Abbildung 82) sowie der Winkelgeschwindigkeit (Abbildung 69) dargestellt.

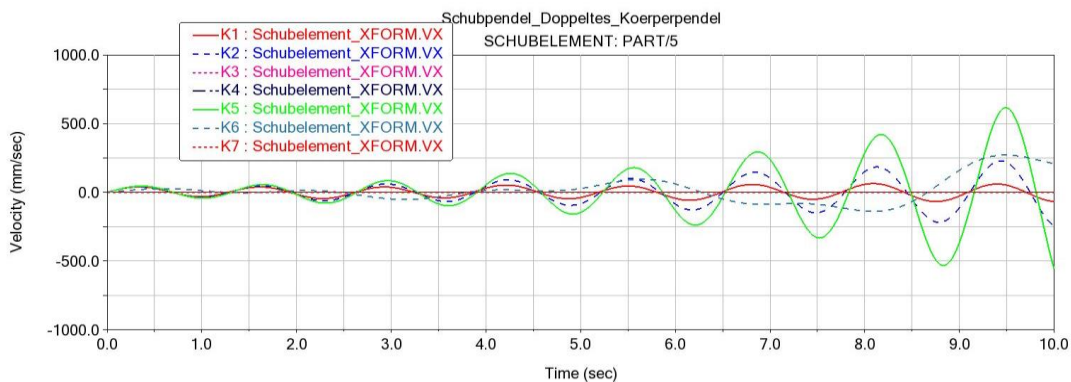


Abbildung 82: Geschwindigkeit des Schubelements mit Einwirkung der linearen Dämpfungskraft

Anhand dieser Abbildung kann man erkennen, dass die von der Dämpfungskraft erzeugte Schwingung eine angefachte Schwingung ist. Einen solchen Fall hatte man bereits im MKS-Modell 1. Dabei hatte man die gleichen Probleme mit der Definition der Parameter. Beim Modell 3 hatte man die Simulation mit der Dämpfungskraft problemlos durchgeführt und die erzeugte Schwingung war eine harmonische gedämpfte Schwingung. Deswegen kann man bemerken, dass es für die Modelle, bei denen die Dämpfungskraft eine angefachte Schwingung erzeugt, viele Schwierigkeiten bei der Definition der Parameter gibt. Aus der Schwingungslehre weißt man, dass ein solches Verhalten zur Instabilität des Systems führt.

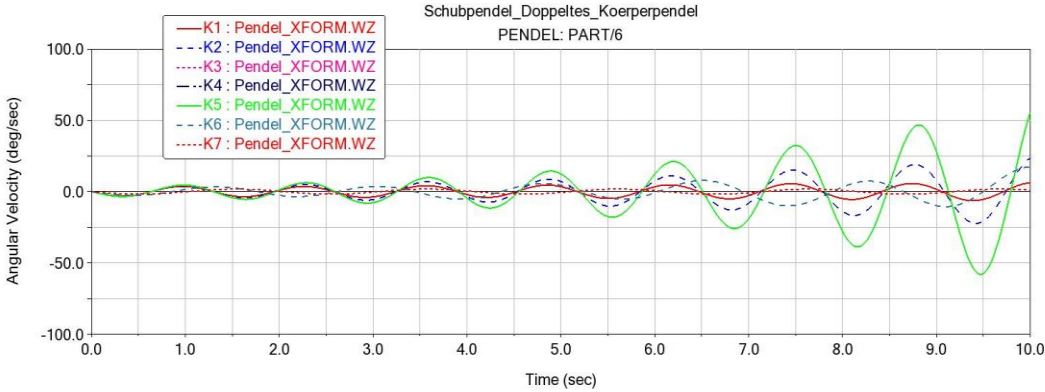


Abbildung 83: Winkelgeschwindigkeit des Pendels mit Einwirkung der linearen Dämpfungskraft

Dabei kann man feststellen, dass das Pendel ebenfalls eine angefachte Schwingung hat. Bei Parameter K5 sieht man, dass wenn das Schubelement seine maximale Amplitude erreicht, sich das Pendel in seiner minimalen Amplitude befindet. Beide Elemente laufen gegenläufig (siehe Abbildung 84)

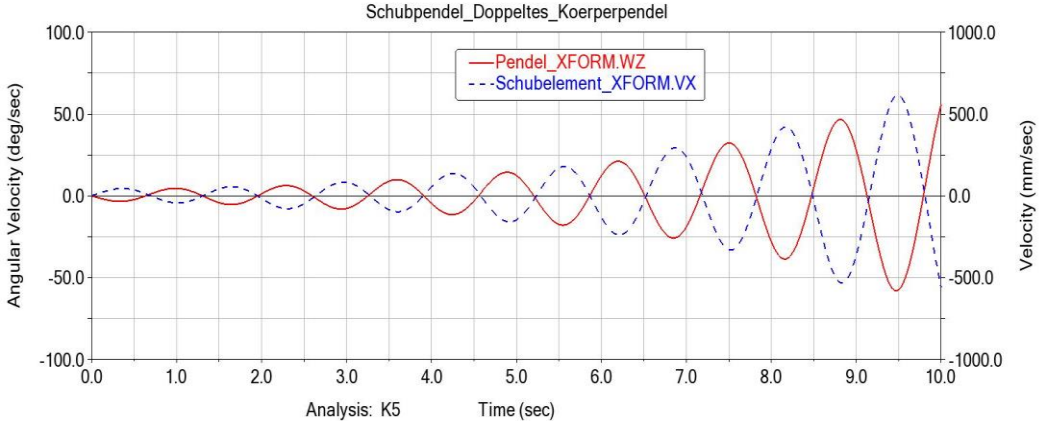


Abbildung 84: Überlagerung der Bewegungsverläufe des Schubelements und Pendels

4.2.5 MKS-Modell 5

Bei dem in Abbildung 85 dargestellte entwickelte MKS-Modell handelt es sich um eine Kiste auf einer schiefen Ebene.



Abbildung 85: Adams-Modell der Kiste auf die Schiefer ebene

Die massebehaftete Kiste wird im dargestellten MKS-Modell durch eine Box (grün) erstellt. Dabei wird die freie Bewegung der box im Raum durch den blauen "Translational Joint" der in einem lokalen Koordinatensystem der Kiste positioniert ist, eingeschränkt. Damit die Kiste sich auf der schiefen Ebene translatorisch bewegt, wurde sie durch den "Translational Joint" mit der Ebene, die durch eine Box (magenta) modelliert wird, verbunden. Mit Hilfe eines "Revolute Joints" (hellblau) erfolgt die Lagerung der beschriebenen Ebene am ground.

Für die Durchführung der Simulation wird auf den "Revolute Joint" ein "Rotational Joint Motion", deren Drehung durch die mit dem "Design variable" Parametrisierten Winkel festgelegt ist, aufgebracht.

Durchführung der Parameterstudie

Die Simulation wird für die folgenden Fälle durchgeführt:

- Reibung auf dem "Translational Joint" (Reibung zwischen der Kiste und der schiefen Ebene)
- Variation der Winkel durch "Rotational Joint Motion"
- Dämpfung durch die lineare Dämpfungskraft

Fall 1: Reibung auf dem "Translational Joint"

Für dieses Reibungsmodell wird die Parameterstudie zur Untersuchung des Reibungsverhaltens im Modell mit zugeschalteter Reibung im "Translational Joint" durchgeführt. Dabei wird man für einen festgelegten Winkel der schiefen Ebene die Reibungsparameter variieren. Die nachstehende Tabelle stellt die Reibungsparameter zur Durchführung der Simulation dar.

$\beta_0 = 30 \text{ grad}$								
Mu Static	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,9
Mu Dynamik	01	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Simulation	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5	Sim_6	Sim_7	Sim_8

Tabelle 21: Reibungsparameter zur Simulation des MKS-Modells 5

Für den festgelegten Winkel und die variierenden Parameter erhält man die Verläufe der Geschwindigkeit aus dem nachstehenden Diagramm in Abbildung 86.

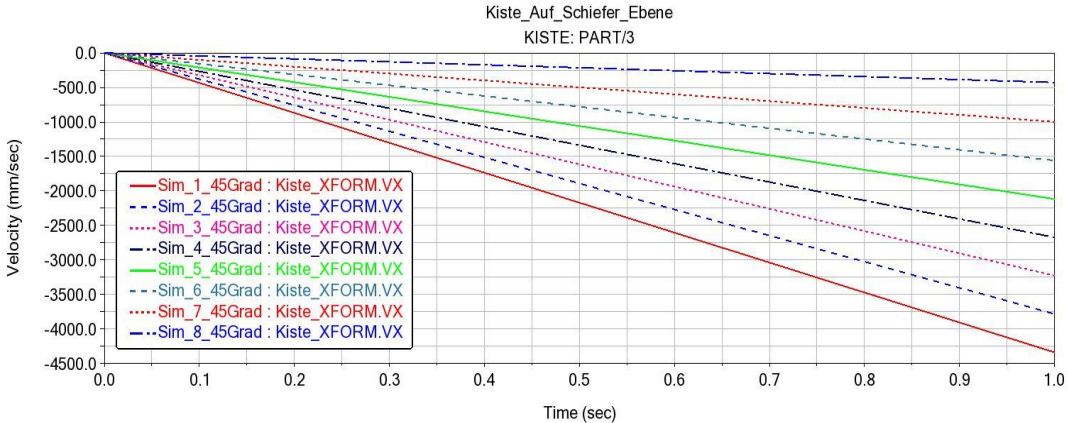


Abbildung 86: Geschwindigkeit der Kiste

Dabei kann man für den Winkel β_0 sehen, dass die Geschwindigkeit der Kiste einen linearen Verlauf hat. Darüber hinaus nimmt die Geschwindigkeit mit wachsenden Werten für den Reibungskoeffizienten ab. In der Abbildung 110 kann beispielweis für "Sim_8" gesehen werden, dass sich die Geschwindigkeit bei diesen Parametern null annähert und kurz nach dem Beginn [...] stehen bleibt. In der Abbildung 87 wurden die Verläufe der Reibungskraft dargestellt.

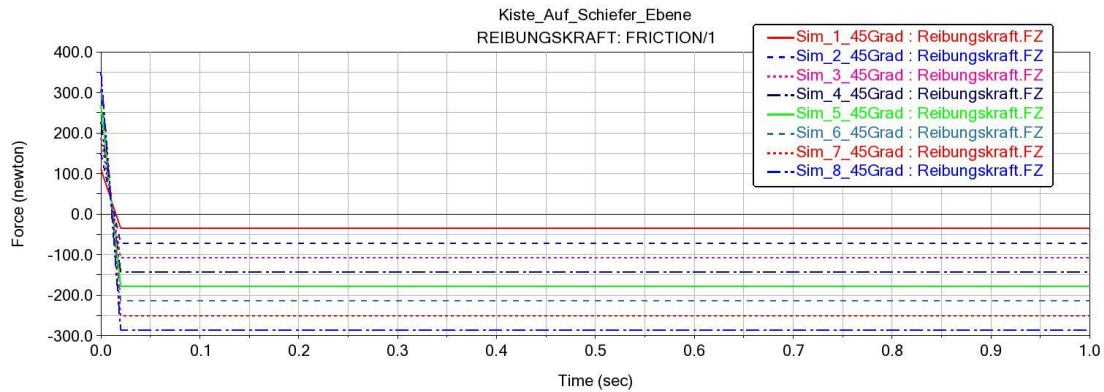


Abbildung 87: Kurvenverlauf der Reibungskraft

Hierbei kann man auch beobachten, dass die Reibungskraft zum Beginn der Simulation linear verläuft und danach bis zum Ende der Simulation konstant bleibt. Das gleiche Verhalten sieht man beim dynamischen Reibungskoeffizienten, welcher in der nachstehenden Abbildung 88 dargestellt wurde.

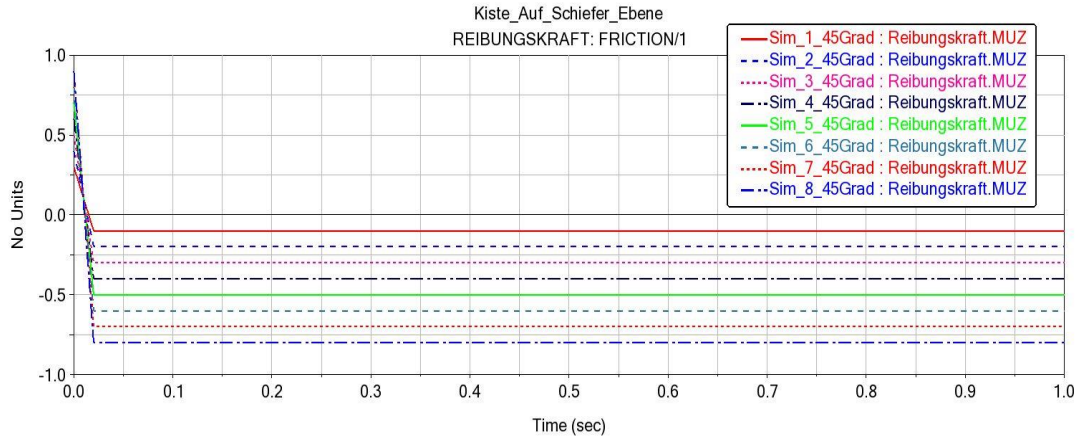


Abbildung 88: Kurvenverlauf des dynamischen Reibungskoeffizienten

Wie bei anderen Modellen verläuft der dynamische Reibungskoeffizient auf die gleiche Weise wie die Reibungskraft. Weiterhin erkennt man, dass auch hier die eingegebenen Parameter nicht konstant bleibt. Die Parameter mit denen die Kiste zur Ruhe kommt sind kleiner als die zum Beginn der Simulation. Dies zeigt, dass der dynamische Reibungskoeffizient sich auch hier während der Simulation verändert hat.

Fall 2: Für die Variation der Winkel

Hierbei wird der Winkel der schiefen Ebene variiert, dadurch will man wie das Verhalten der Geschwindigkeit der Kiste und die Reibungskraft an der kontaktstelle zwischen der Kiste und der Ebene

untersuchen. Die folgende Tabellen 22 enthält die für die Durchführung der Simulation zu variierenden Winkel, wobei der Reibungskoeffizient festgelegt wurde.

Mu Static = 0,4 und Mu Dynamic = 0,3									
Winkel β_0	20	30	45	60	80	90	110	120	130
Simulation	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5	Sim_6	Sim_7	Sim_8	Sim_9

Tabelle 22: Reibungsparameter mit Variation der Winkel β_0

Für die dargestellten Verläufe in der Abbildung 114 kann man sehen, dass die Geschwindigkeit ebenfalls linear verläuft.

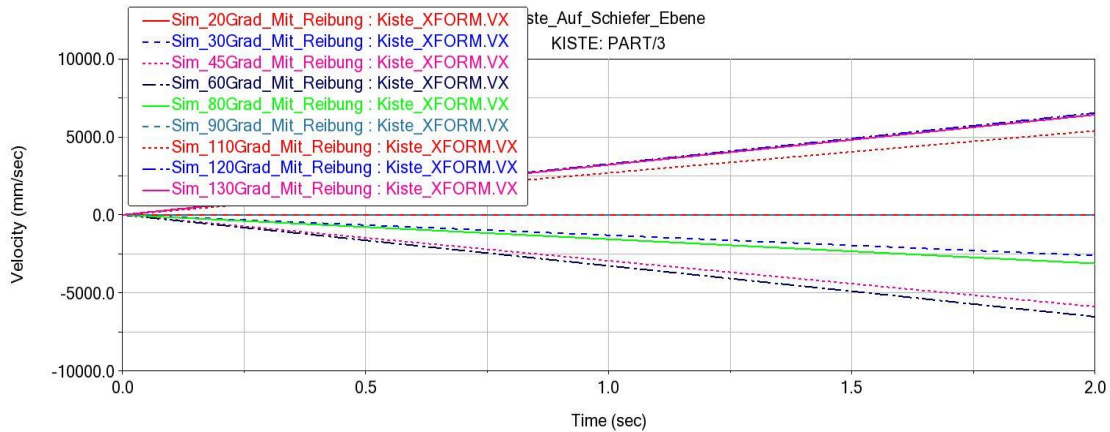


Abbildung 89: Geschwindigkeit der Kiste mit Variation der Winkel β_0

Dabei ist auch zu erkennen, dass die Geschwindigkeit mit wachsenden Werten für die Winkel zunimmt. Bei 20- und 90 Grad ist die Geschwindigkeit fast null, das bedeutet die Kiste bewegt sich kaum auf der Ebene. Ab einem Winkel von 110 Grad verläuft die Geschwindigkeit oberhalb der Nullachse des Diagramms. Bezüglich der Reibungskraft in der Abbildung 90 beobachtet man das gleiche Verhalten wie vorher.

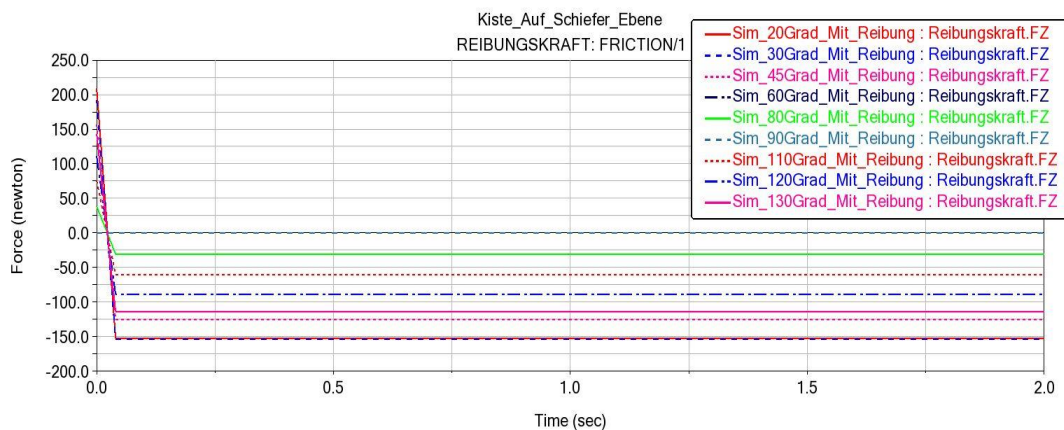


Abbildung 90: Reibungskraft mit Variation der Winkel β_0

Die Reibungskraft verläuft am Anfang der Simulation linear und bleibt dann wie im Fall 1 konstant bis zum Ende der Simulation.

Fall 3: Dämpfung durch die lineare Dämpfungskraft

Die lineare Dämpfungskraft $F_D = K \cdot V_{kiste}$ wird in diesem Fall im Massenmittelpunkt der Kiste positioniert und in X-Richtung entgegen ihrer Bewegungsrichtung ausgerichtet. Die Definition der Dämpfungskonstante bereitet bei der Durchführung der Simulation für dieses MKS-Modell keine Schwierigkeiten.

Die nachfolgende Tabelle 23 stellt die Parameter für zur Durchführung der Simulation dar.

Dämpfung (N.s/mm) K	0,01	0,03	0,053	0,09	0,15	0,25	0,55	0,8	1,0
Simulation	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5	Sim_6	Sim_7	Sim_8	Sim_9

Tabelle 23: Dämpfungsparameter für die lineare Dämpfungskraft

Die in der nachstehenden Abbildung 91 dient zur Veranschaulichung der Geschwindigkeitsverläufe der Kiste unter der Einwirkung der linearen Dämpfungskraft F_D .

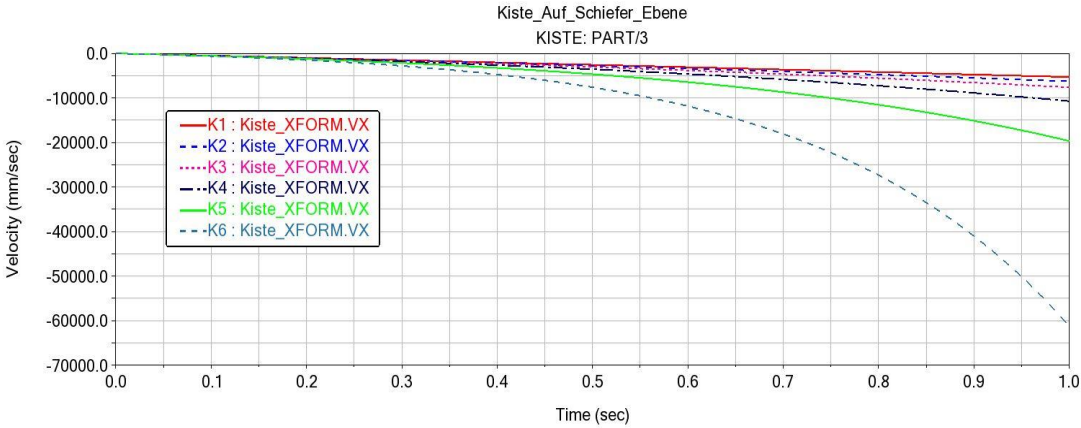


Abbildung 91: Geschwindigkeit der Kiste

Hierbei verläuft die Geschwindigkeit der Kiste im Gegensatz zu Fall 1 in Form eines kubischen Wachstums. Bei der Durchführung der Simulation wurde festgestellt, wie in Abbildung 92 zu sehen ist, dass man mit der Erhöhung der Dämpfungsparameter von einem kubischen zu einem exponentiellen Wachstum der Geschwindigkeit übergeht.

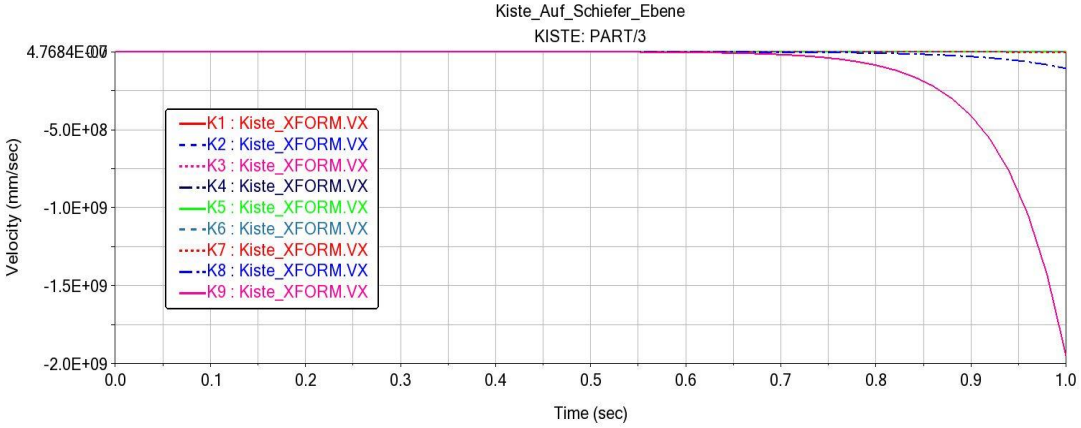


Abbildung 92: Gesamte Geschwindigkeit der Kiste unter F_D

Dabei sieht man ebenfalls, dass die Verläufe sich mit den Werten der Geschwindigkeit ändern, das heißt für diese Zunahme der Parameter wird die Geschwindigkeit immer größer.

Das in der folgenden Abbildung dargestellte Diagramm dient zur Veranschaulichung der Dämpfungskraft.

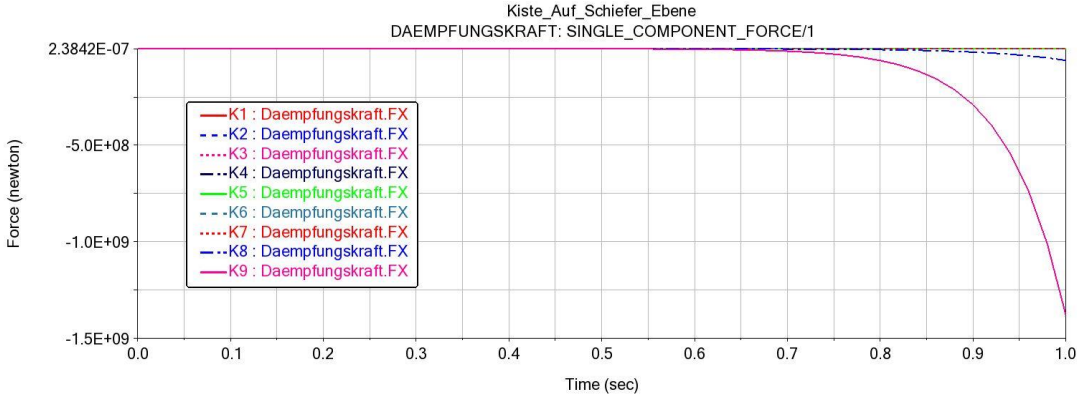


Abbildung 93: Dämpfungskraft mit Variation von Variation der Dämpfungskonstant K

Man kann dabei sofort die Proportionalität zwischen der Dämpfungskraft und der Geschwindigkeit der Kiste erkennen und sieht auch, wie die Dämpfungskraft in Form eines exponentiellen Wachstums verläuft.

4.2.6 MKS-Modell 6

In der Abbildung 63 wird das entworfene MKS-Modell eines fallenden Balls dargestellt.

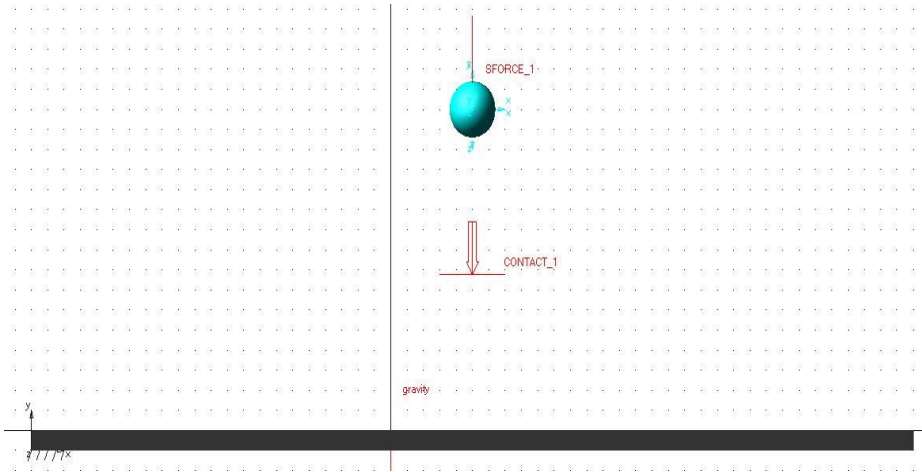


Abbildung 94: Adams-Modell des fallenden Balls

Die massebehaftete Kugel wird im dargestellten MKS-Modell durch eine "Sphere" (hellblau) modelliert. Unter der Kugel befindet sich eine Platte, die durch eine Box (Schwarz) erstellt wurde und mit Hilfe der booleschen Operation durch das Icon "merge to Bodies" aus dem Unterordner "Booleans" mit dem ground vereinigt.

Für die Durchführung der Simulation wird eine Kontaktkraft zwischen der Kugel und dem ground erzeugt.

Durchführung der Parameterstudie

Man beschäftigt sich in diesem Teil der Parameterstudie mit der Kontaktkraft zwischen der Kugel und dem ground. Die Durchführung der Simulation erfolgt mit der "Impact Method" sowie "Restitution Method". Es werden zunächst die betroffenen Probleme bei der Durchführung der Simulation erklärt und die möglichen Lösungen vorgestellt. Danach werden bezüglich der "Impact Method" die Variablen festgelegt, mit denen die Simulation durchgeführt werden soll. Dies sind die Parameter, mit denen man die analytischen Ergebnisse am besten abbilden kann. Die Durchführung der Parameterstudie beginnt mit der "Impact Method" ohne Zuschaltung der Reibung an der Kontaktstelle der beiden Körper. Danach wird die Reibung für beide Methoden zugeschaltet, damit der Einfluss der Reibung während der Berührung der Körper untersucht werden kann.

Bei der Durchführung der Simulation wurde man mehrmals auf die Simulationsabbruch gestoßen. Das MKS-Modell konnte wie bei den Modellen 1 und 4 mit manchen Parametern nicht simuliert werden. Die Parameterstudie wurde zum Beginn oder während der Simulation abgebrochen. In der Abbildung 189 wird ein Abbruch während der Simulation zum Zeitpunkt $t = 2,09501s$ dargestellt.

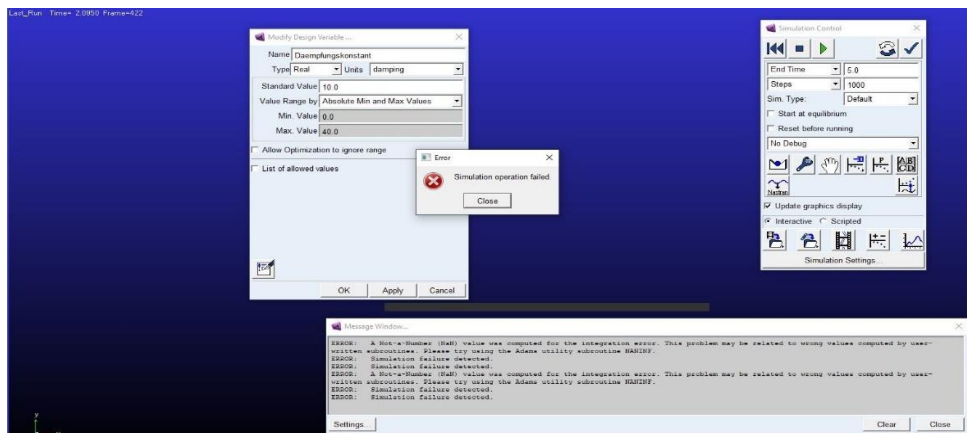


Abbildung 95: Simulationsabbruch des linearen Dämpfermodells

Zur Lösung der Probleme erfolgte das von anderen Modellen bekannte Vorgehen:

- Die Masse der Körper wurde geändert
- Die Simulationsparameter (Time, Steps) wurde in Bezug auf die Dämpfungsparameter geändert.

Damit konnte man die Simulation durchführen und die hier dargestellten Ergebnisse generieren. Die folgende Tabelle stellt die Variablen für die Durchführung der Parameterstudie mit der "Impact Method" ohne Reibung dar.

Stiffness (N/mm)		Force Exponent			Penetration Depth (mm)	
1.0E+08		2,0			0,891	
Damping (N.s/mm)	1.0E+001	1.0E+002	1.0E+003	1.0E+004	1.0E+005	1.0E+006
Simulation	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5	Sim_6

Tabelle 24: Parameter der Impact Methode mit Variation der Dämpfung (Damping)

Der zu variierende Parameter bei der Durchführung der Simulation war "Damping" (Dämpfung). Dadurch konnten wir die in der nachstehenden Abbildung 96 dargestellten Verläufe der Ballhöhen erstellen.

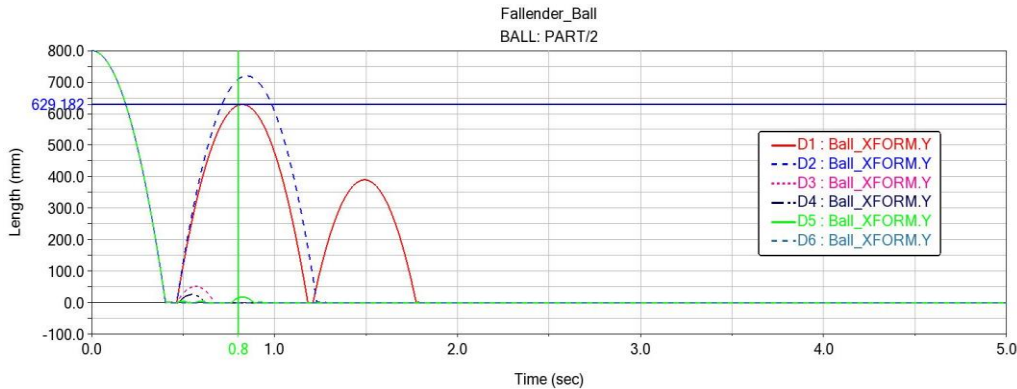


Abbildung 96: Kurvenverlauf der Ballhöhe ohne Reibung

Die analytische Lösung für die Höhe des Balls ergibt sich durch die allgemeine Formel

$$h_i = e^2 h_{i-1}. \tag{4.41}$$

Damit kann man für h_1 schreiben:

$$h_1 = e^2 h_0. \tag{4.42}$$

Für diesen Fall haben wir $h_0 = 800\text{mm}$ für $e = 0,891$. Mit dieser Stoßzahl erhalten wir analytisch

$$h_1 = 0,891^2 \cdot 800\text{mm} = 635,1048 \text{ mm}.$$

In der Abbildung 96 kann die Lösung von MSC Adams zum Zeitpunkt $t = 0,8\text{s}$ für $h_0 = 800\text{mm}$ abgelesen werden. Diese beträgt $h_1 = 629,182 \text{ mm}$ und weicht um 0,93257% von der analytischen Lösung ab. Die Parameter, mit denen man dieses Ergebnis bekommen hat, sind in Tabelle 25 dargestellt.

Stiffness (N/mm)	Force Exponent	Damping (N.s/mm)	Penetration Depth(mm)
1.0E+08	2,0	1.0E+001	0,891

Tabelle 25: Parameter der Impact Methode für die Abbildung der analytischen Lösung

Zur Durchführung der Parameterstudie wurde mit den Variablen aus der Tabelle 25 auch in der restlichen Arbeit, einschließlich Kapitel 5 bei der "Impact Method", gearbeitet. Nachdem diese Parameter festgelegt wurden, wurde die Reibung mit der "Impact Method" an der Kontaktstelle untersucht.

In der nachfolgenden Tabelle 26 werden die variablen für die Simulation dargestellt.

Stiffness (N/mm)	Force Exponent			Damping (N.s/mm)	Penetration Depth (mm)		Mu Dynamik
1.0E+08	2,0			1.0E+001	0,891		0,2
Mu Statik	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9

Tabelle 26: Parameter der Impact Methode mit Variation von Mu Statik

Bei der Durchführung wurde der statische Reibungskoeffizient variiert und die Dynamik konstant gehalten. Das in der folgenden Abbildung 97 dargestellte Diagramm dient zur Veranschaulichung der Verläufe der Ballhöhen nach dem Aufprallen auf die starre Ebene unter der Wirkung der Reibung.

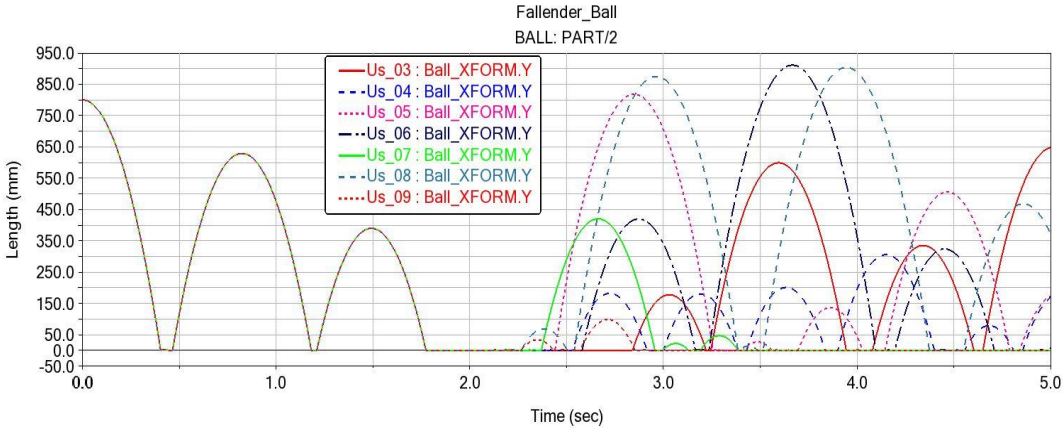


Abbildung 97: Kurvenverlauf der Ballhöhe

In der Abbildung 97 kann man erkennen, dass zum Beginn der Simulation der Ball für alle Parameter nach dem ersten und zweiten Aufprall die gleiche Höhe hat. Beim dritten Aufprall bleibt der Ball für kurze Zeit auf der starren Ebene und beginnt danach springt er mit unterschiedlichen Höhen wieder. Das bedeutet der Einfluss der Reibung beginnt erst nach dem dritten Aufprall. In der Abbildung 98 sind ebenfalls die Verläufe der Ballhöhen mit der Variation von Mu Statik und Mu Dynamik dargestellt. Die Tabelle 27 enthält die variierenden Parameter für die Simulation.

Stiffness (N/mm)	Force Exponent			Damping (N.s/mm)		Penetration Depth (mm)	
1.0E+08	2,0			1.0E+001		0,891	
Mu Static	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Mu Dynamik	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Simulation	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5	Sim_6	Sim_7

Tabelle 27: Parameter der Impact Methode mit Variation der Reibungskoeffizient

In Bezug auf die in Abbildung 98 dargestellten Verläufe der Ballhöhen besteht eine Analogie zu Abbildung 97. Daran lässt sich kein Unterschied zwischen den Diagrammen feststellen.

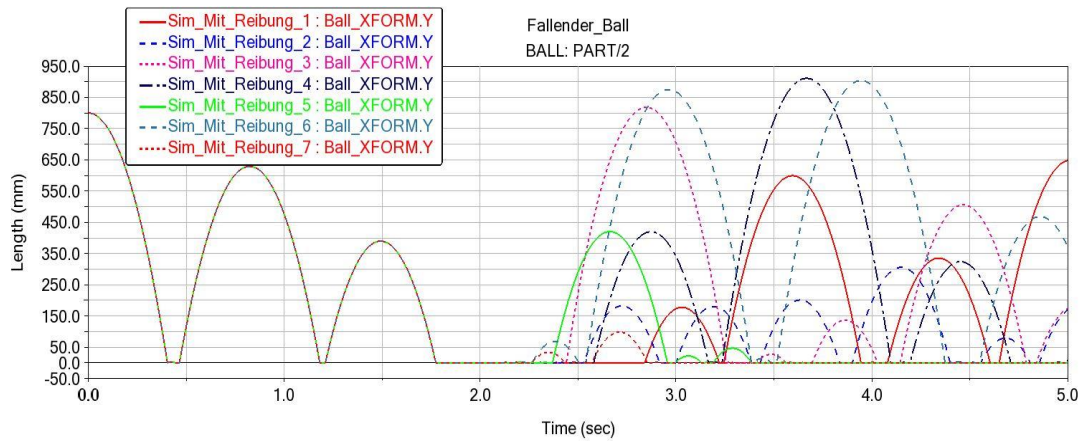


Abbildung 98: Kurvenverlauf der Ballhöhe mit Variation von μ static und μ Dynamic

Eine interessante Beobachtung ist hier das Verhalten des dynamischen Reibungskoeffizienten während des Aufpralls. Seine Variation hat keinen Einfluss auf die Bewegung des Balls, denn man sieht genau, dass beide Abbildungen identisch sind. Damit der Ball nach dem Aufprall wieder in die Höhe springt, muss er die statische Haftreibungskraft überwinden. Deswegen ist er zu diesem Zeitpunkt des Aufpralls nur unter der Wirkung des statischen Reibungskoeffizienten. Im Fall, dass der Ball auf die starre Ebene gerollt wäre, hätte der Dynamische Reibungskoeffizient einen beträchtlichen Einfluss gehabt.

Im nächsten Fall wird die Simulation mit der Variation der Dämpfungskonstante der linearen Dämpfungskraft durchgeführt. Bis jetzt hat man die Simulation mit einer Masse des Balls von 30kg durchgeführt, die allerdings nur für bestimmte Parameter gilt. Damit wir die Simulation für alle in der nachstehenden Tabelle 28 dargestellten Dämpfungskonstanten durchführen konnten, wurde die Masse des Balls auf 100 kg geändert.

Dämpfung K (N.s/mm)	0,02	0,04	0,08	0,1	0,153	0,173	0,2	0,3	0,4	0,5
Simulation	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5	Sim_6	Sim_7	Sim_8	Sim_9	Sim_10

Tabelle 28: Dämpfungsparameter für die lineare Dämpfungskraft

Bei der Durchführung der Parameterstudie gilt die Masse 30 kg hier nur für die ersten fünf Dämpfungsparameter. Ab der "sim_6" fliegt der Ball sehr schnell nach dem ersten Aufprall nach oben und bei der "sim_10" mit $K = 0,5$ kann dies zum Abbruch führen. In der Abbildung 99 sind die Bewegungsverläufe des Balls für eine Masse von 30 kg dargestellt

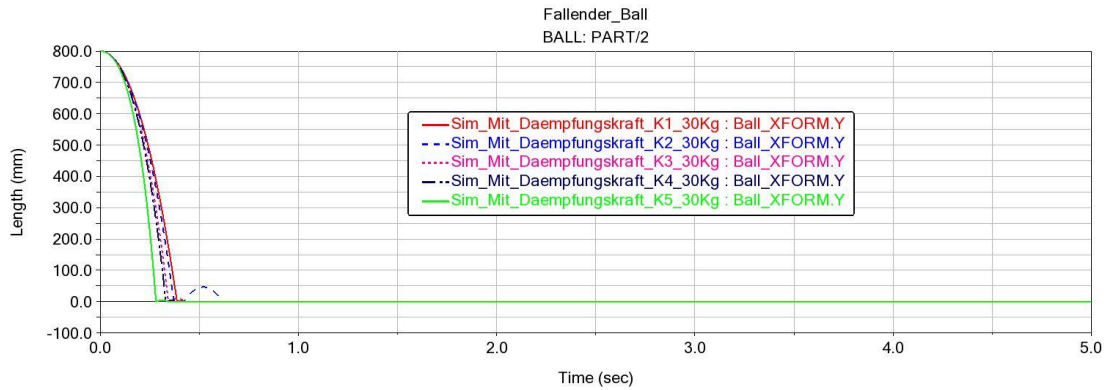


Abbildung 99: Kurvenverlauf der Ballhöhe für $M = 30 \text{ Kg}$

Dabei kann man sehen, dass der Ball nach dem Aufprall für fast alle Parameter auf dem Boden bleibt. Nur bei dem Parameter der "Sim_2" sieht man noch einen Sprung. Man hat bei der Durchführung der Simulation festgestellt, dass bei manchen Modellen die Simulation mit zunehmenden Dämpfungsparametern abbricht oder, wie es hier der Fall ist, fliegt der Körper aus dem System. Die nachstehende Abbildung 100 dient zur Veranschaulichung der Ballhöhen nach dem ersten Aufprall mit einer Masse von 100 kg unter der Wirkung der Dämpfungskraft bei unterschiedlichen Konstanten.

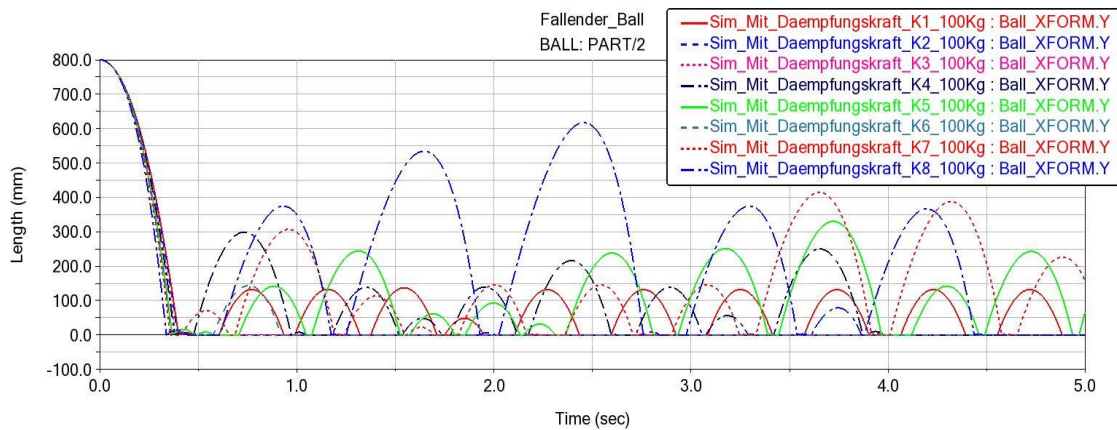


Abbildung 100: Kurvenverlauf der Ballhöhe für $M = 100 \text{ Kg}$

Aus der o. g. Abbildung kann entnommen werden, dass man mit Zunahme der Dämpfungsparametern eine Steigerung der Ballhöhe mit wenigen Aufprallen hat. Daraus kann man ebenfalls beobachten, wie der Ball bei fast allen Parametern nach dem Aufprall zu einer bestimmten Zeit auf der starren Ebene bleibt, bevor er wieder hoch springt. Auffällig ist an dieser Stelle, dass Der erste Aufprall des Balls bei allen Parametern zu unterschiedlichen Zeitpunkten erfolgt. Die Parameter mit kleinen Werten z.B "Sim_1" haben die größere Anzahl des Aufpralls dadurch, dass die Dämpfungskraft relativ gering ist. Weiterhin wird, wie bereits oben eingeführt, an der Kontaktstelle der starren Ebene und des Balls die Reibung zugeschaltet. Die hierbei festzulegenden variablen sind $\mu_{static} = 0,8$ und $\mu_{Dynamik} = 0,7$. Es ist anzumerken, dass der Ball für die Variable μ_{static} (5,6,3) und $\mu_{Dynamik}$ (4,5,2) fliegt so schnell nach dem Zusammenprall mit der ebene für die Parameter $k = 0,5$.

In der nachfolgenden Abbildung 101 wird das Diagramm zur Darstellung der Bewegungsverläufe des Balls während der Simulation für $\mu_{\text{Statik}} = 0.8$ und $\mu_{\text{Dynamik}} = 0.7$ gezeigt.

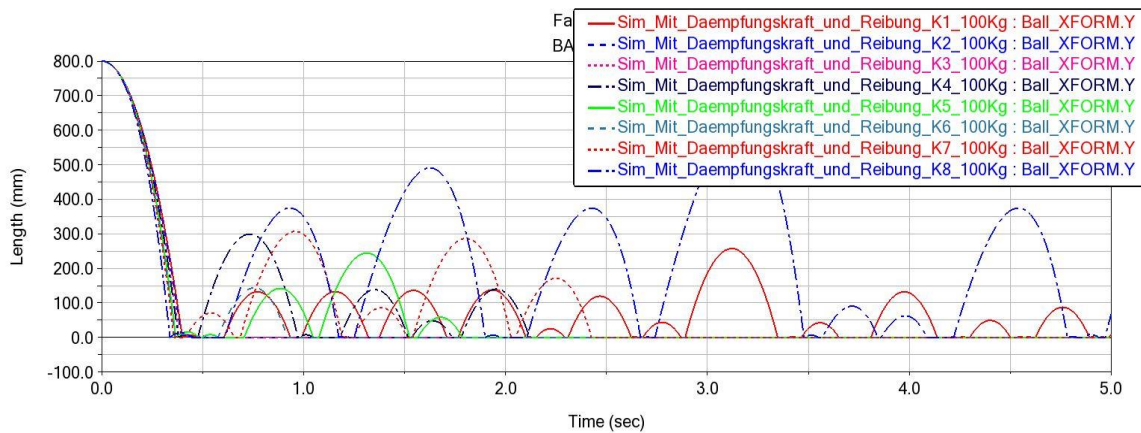


Abbildung 101: Kurvenverlauf der Ballhöhe mit Reibung für $M = 100\text{Kg}$

Wie bei der Abbildung 97 und 98 zu sehen war, hat man auch hier den gleichen Fall. Die Reibung hat zum Beginn der Simulation keinen Einfluss auf die Bewegung des Balls, denn erst ab $t = 1,6\text{s}$ kann man bemerken, wie der Ball nach dem Aufprall für jeden Parameter unterschiedliche Höhen erreicht. Bei einigen Parametern bleibt der Ball auf der starren Ebene bis zum Ende der Simulation. Damit man die Wirkung der Reibung besser sehen kann, werden in der nachfolgenden Abbildung 102 die Bewegungsverläufe des Balls für die Parameter $K4 = 0,1$ ohne und mit der Reibung übereinandergelegt.

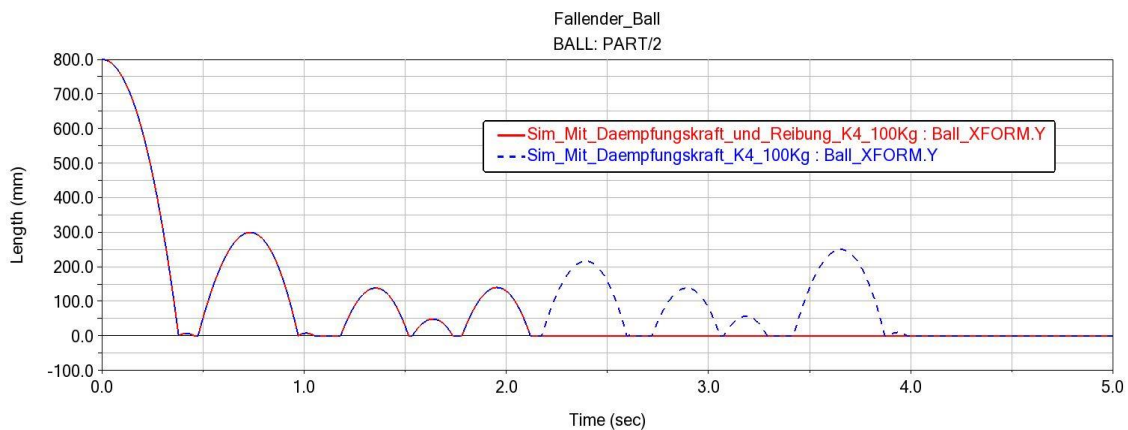


Abbildung 102: Überlagerung der Ballhöhe ohne und mit Reibung

Dabei kann man gut erkennen, wie der Ball zum Beginn der Simulation den gleichen Bewegungsverlauf für beide Fälle hat. Erst ab dem Zeitpunkt $t = 2,1191\text{s}$ kann man einen Unterschied beobachten. Während der Ball bei K4 durch Reibung auf dem Boden nach $t = 2,1191\text{s}$ bleibt, bewegt er sich ohne Reibung weiter bis $t = 3,9825\text{s}$ und bleibt dann bis zum Ende der Simulation auf der starren Ebene.

In den untenstehenden Abbildungen 103 und 104 sind die Kurvenverläufe der Geschwindigkeit des Balls vor und nach dem Aufprall sowie die Dämpfungskraft für die Dämpfungsparameter von K1 bis K8 dargestellt.

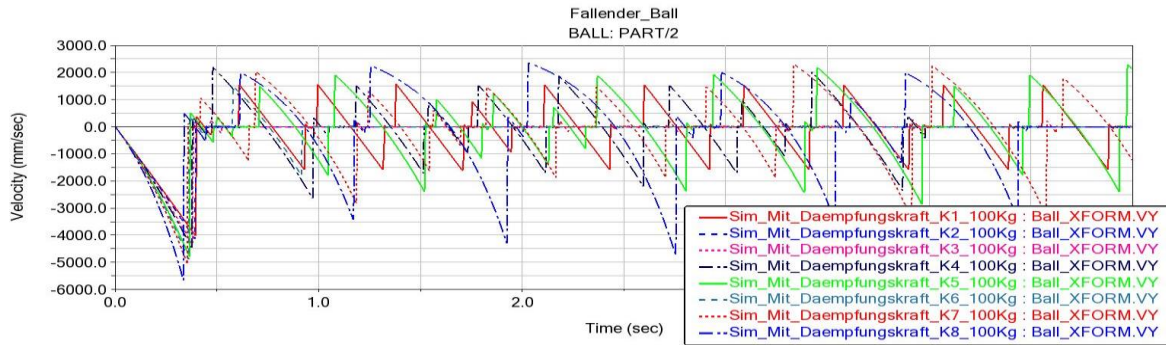


Abbildung 103: Kurvenverlauf der Geschwindigkeit des Balls

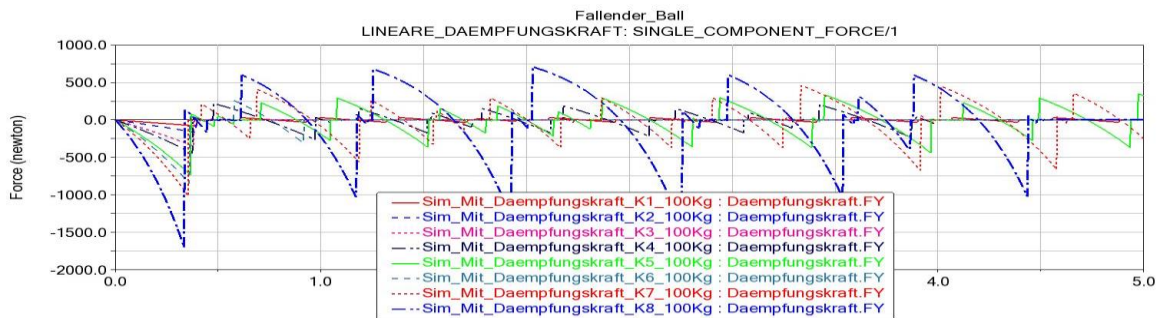


Abbildung 104: Kurvenverlauf der linearen Dämpfungskraft

In den o. g. Abbildungen kann die Proportionalität zwischen der Dämpfungskraft und der Geschwindigkeit erkannt werden. Darüber hinaus bemerkt man ebenfalls die Abhängigkeit der beiden Größen von der Dämpfungskonstanten. Für einen kleinen Wert der Konstant k verläuft die Geschwindigkeit sowie die Dämpfungskraft linear mit der Zeit. Das ist z.B. der Fall bei K1, wo die Geschwindigkeit immer vor dem Aufprall linear verläuft. Dies entspricht dem, was man in der Theorie (siehe Abbildung 7) erläutert hat. Dabei bilden die Geschwindigkeit und die Dämpfungskraft einen linearen Verlauf. Man stellt auch fest, dass mit einer Zunahme der Dämpfungsparameter die Kurvenverläufe der beiden Größen vor dem Aufprall sich von einem linearen zu einem exponentiellen Verlauf ändern.

In diesem Fall wird nun das lineare Dämpfermodell mit der "Restitution Method" untersucht. Zunächst werden die Parameter der "Restitution Method" festgelegt und danach wird die Parameterstudie mit der Variation des Restitutionskoeffizienten ohne und mit Reibung durchgeführt. Die für die Durchführung der Simulation festgelegte "Penalty" beträgt $1.0E+05$. Damit kann die Simulation durchgeführt werden, ohne dass der Ball mit der eingegebenen Masse die starre Ebene (siehe Abbildung 105) durchdringt.

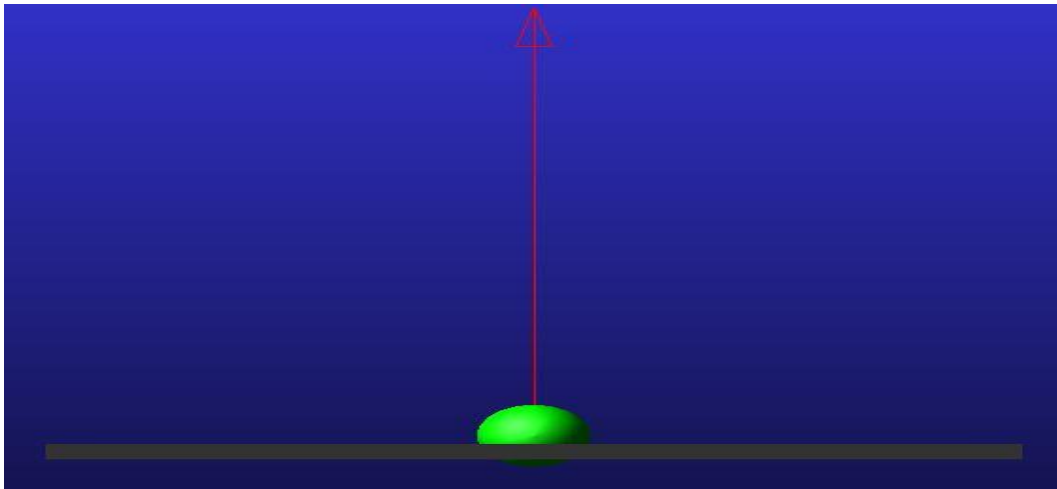


Abbildung 105: Der geht durch die starre ebene

In der o. g. Abbildung kann man sehen, wie der Ball beim Stoß die starre Ebene durchdringt. In diesem Fall war die "Penalty" für die Masse des Balls zu klein. Nach der Eingabe des richtigen Betrags konnte der Ball nicht mehr durch die Ebene (siehe Abbildung 106).

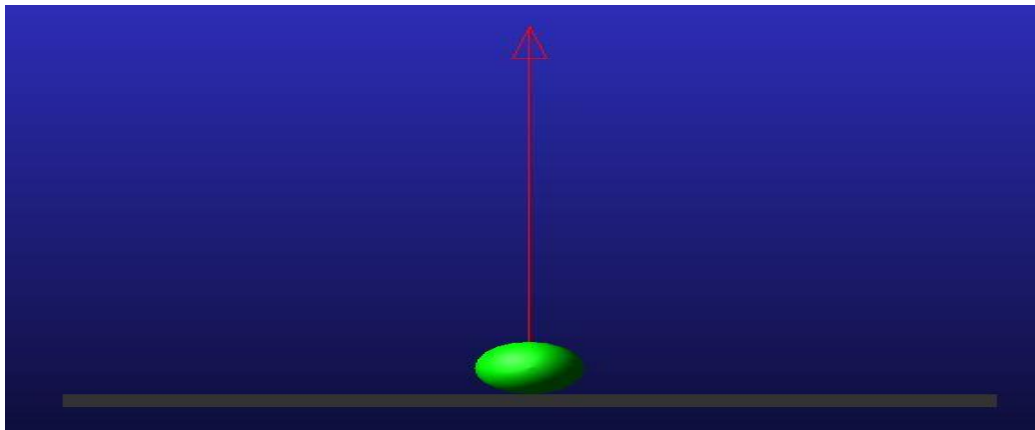


Abbildung 106: Der Ball auf die starre ebene

In der Abbildung sieht man, wie der Ball auf der starren Ebene nach festgelegtem Penalty $1.0E+05$ bleibt.

Die Tabelle 29 enthält die Restitutionskoeffizienten für die Durchführung der Simulation.

Penalty = 1.0E+05											
REK	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

Tabelle 29: Parameter der Restitution Methode

Die Abbildung 107 dient zur Illustration der Kurvenverläufe des Balls mit der "Restitution Method" ohne Reibung.

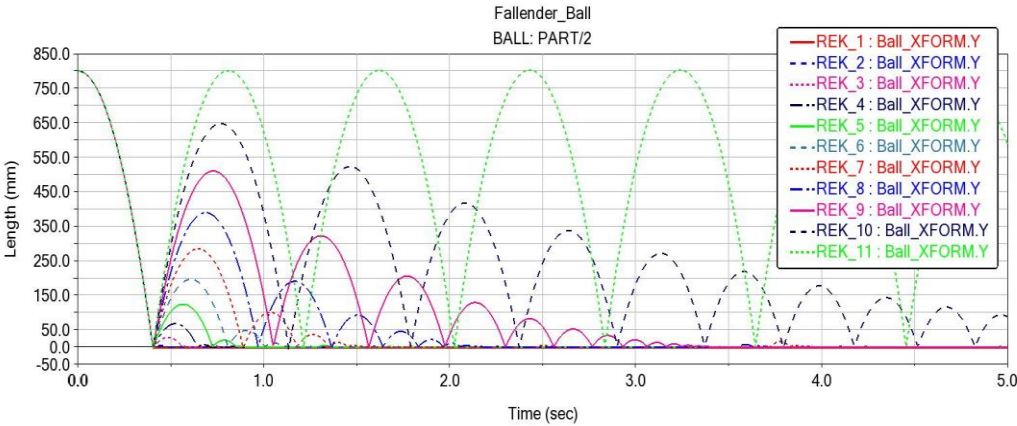


Abbildung 107: Kurvenverlauf der Ballhöhe mit der Restitution

Aus der Abbildung 107 kann entnommen werden, dass die Ballhöhe mit einer Zunahme des Restitutionskoeffizienten ebenfalls steigt. Bei allen Parametern fällt der Ball mit der gleichen Geschwindigkeit vor dem ersten Aufprall und haben anschließend, außer REK = 1, unterschiedliche Geschwindigkeiten. Für "REK_11" = 1 ist die Geschwindigkeit des Balls vor und nach dem Stoß gleich, was man anhand der grünen Kurve erkennen kann.

Bezüglich der Simulation mit der Reibung hat man eine Restitutionskoeffizient von REK= 0,6 ausgewählt. Damit kann man auch die Simulation mit der Linearen Dämpfungskraft durchführen, ohne dass der Ball zu schnell wegfliegt. In der untenstehenden Tabelle 30 befinden sich die Parameter für die Durchführung der Simulation.

REK = 0,6 und M = 100 kg							
Mu static	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Mu Dynamic	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Simulation	Sim_1	Sim_2	Sim_3	Sim_4	Sim_5	Sim_6	Sim_7

Tabelle 30: Restitution Methode mit Variation der Reibungskoeffizienten

Die Ergebnisse der Simulation mit Reibung sind in der nachstehenden Abbildung 108 dargestellt.

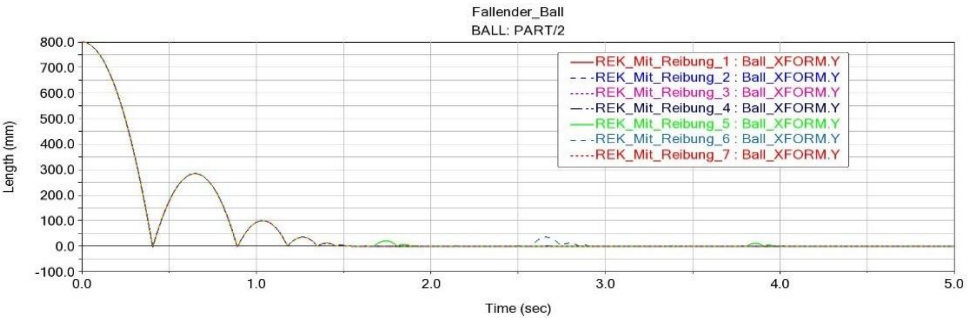


Abbildung 108: Kurvenverlauf der Ballhöhe mit der Restitution und Reibung

Man stellt zunächst fest, dass die Kurven einer Simulation ohne Reibung mit REK = 0,6 entsprechen. Das bedeutet, dass die Variation des Reibungskoeffizienten bei der "Restitution Method" keinen Einfluss auf die Bewegung des Balls hat.

Zum Abschluss dieses Teils der Parameterstudie werden die Ergebnisse der Simulation mit der "Restitution Method" ohne und mit Reibung darstellen. Die Parameter, mit denen die Simulation durchgeführt wurde, sind in der Tabelle 31 zusammengefasst.

REK = 0,5 und M = 100 kg												
Dämpfung K (N.s/mm)	0,01	0,02	0,04	0,08	0,1	0,153	0,173	0,183	0,19	0,2	0,25	0,26
Simulation	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8	K9	K10	K11	K12

Tabelle 31: Restitution Methode mit Variation der Dämpfungsparameter

Als Restitutionskoeffizient wurde REK = 0,5 ausgewählt, da mit anderen Werten nicht alle in der Tabelle enthaltenen Parameter simuliert werden konnten. Für manche Werte, z.B. REK = 0,8, springt der Ball nach erstem Aufprall schnell hoch. Bei REK = 0,6 kann man nur bis K = 0,19 simulieren. Für die Simulation mit Reibung hat man $\mu_{static} = 0,9$ und $\mu_{dynamic} = 0,8$ festgelegt.

In der Abbildung 109 und Abbildung 110 sind die Ergebnisse der Simulation ohne und mit Reibung für das lineare Dämpfungsmodell mit der "Restitution Method" dargestellt.

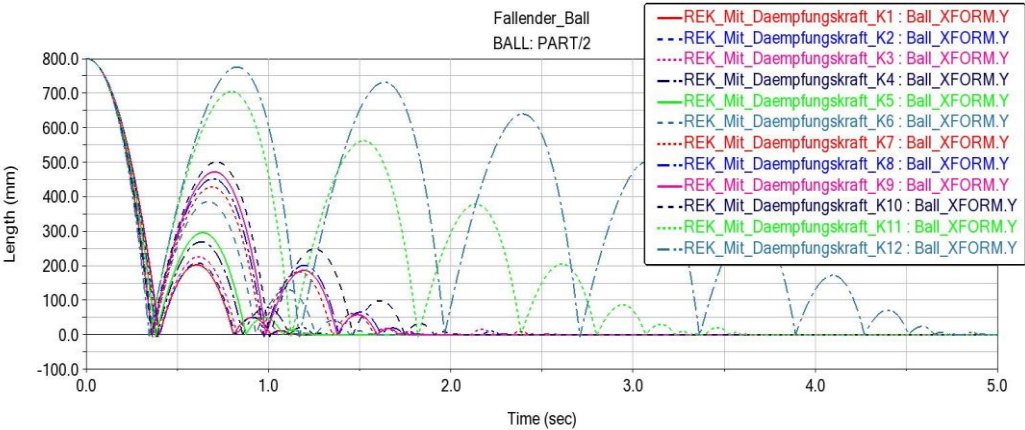


Abbildung 109: Kurvenverlauf der Ballhöhe mit der Restitution Method ohne Reibung

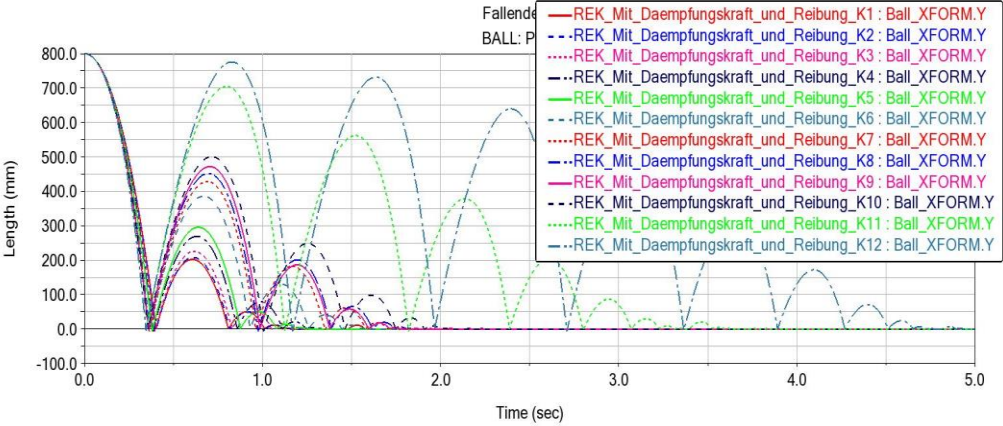


Abbildung 110: Kurvenverlauf der Ballhöhe mit der Restitution Method mit Reibung

Dabei kann man erstmals erkennen, dass die beiden Abbildungen identisch sind. Das bedeutet, dass auch hier die Reibungskoeffizienten keinen Einfluss auf die Bewegung des Balls haben. Weiterhin sieht man, dass je nach Parameter der Ball nach unterschiedlicher Zeit zum Aufprall kommt. Die Höhe nach dem Aufprall ist abhängig von den Parametern, denn man kann feststellen, dass mit einer Zunahme der Konstante K die Ballhöhe nach dem Aufprall zunimmt. Darüber hinaus nimmt ebenfalls die Anzahl der Aufpralle zu.

Was die Geschwindigkeiten angeht, sind sie in Abbildung 111 für die Dämpfungskonstante $K_{12} = 0,26$ bei der "Restitution Methode" und bei der "Impact Methode" $K_8 = 0,3$ übereinandergelegt.

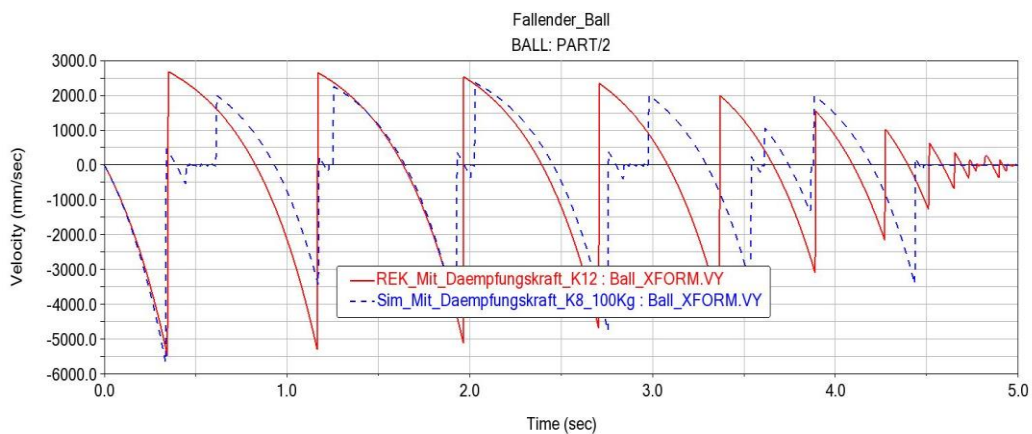


Abbildung 111: Überlagerung der Geschwindigkeit mit Impact und Restitution Methode

In Vergleich zur "Impact Method" unterscheidet sich die "Restitution Method" zunächst von der Zeit nach dem Aufprall. Nach dem Aufprall bleibt bei "Impact Method" manchmal den Ball auf der starren Ebene, bevor er wieder hoch springt. Im Gegensatz zu "Restitution Method" springt der Ball nach allen Aufprallen, ohne liegen zu bleiben wieder hoch. Die Ballhöhe ist größer bei der "Restitution Methode" als bei "Impact Method". Die Abweichung entsteht vermutlich aus Gründen der Kontaktbedingungen.

5 Entwicklung und Validierung des nichtlinearen Dämpfermodells

Der Inhalt dieses Kapitels beschreibt die Entwicklung und die Validierung des nichtlinearen Dämpfermodells. Zum Beginn wird in Abschnitt 5.1 dargestellt, wie das nichtlineare Dämpfermodell in MSC Adams erstellt wurde. Im Unterkapitel 5.2 wird die Parameterstudie zu dem nichtlinearen Dämpfermodell durchgeführt und anschließend wird im Abschnitt 5.3 das Modell validiert.

5.1 Erstellung des Modells in MSC Adams

Das zu erstellende nichtlineare Dämpfermodell bezieht sich auf das lineare Dämpfermodell im Abschnitt 4.2.6. Die in Abbildung 67 dargestellte Kugel wird hierbei nichtlineare umgesetzt.

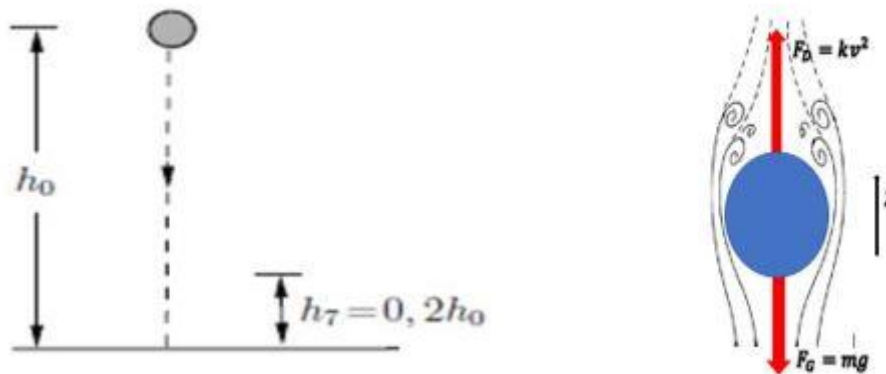


Abbildung 112: Freikörperbild des fallenden Balls

Es wurde bereits in Abschnitt 3.4.2 erläutert, wie die nichtlineare Dämpfungskraft erstellt werden kann. Nach der Erstellung der Kugel und des Bodens (siehe Abbildung 113) wird die Kontaktkraft zwischen der Kugel und dem Boden erzeugt.

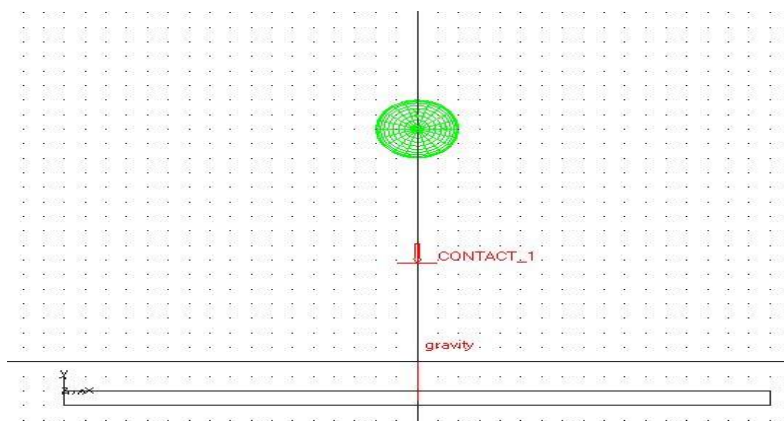


Abbildung 113: Kugel und den Boden

Weiterhin wird im Unterordner "*Forces*" über das Icon "*create a Force*" (*Single-Component*) die Kraft erzeugt und im Massenmittelpunkt der Kugel positioniert (Siehe Abbildung 114).

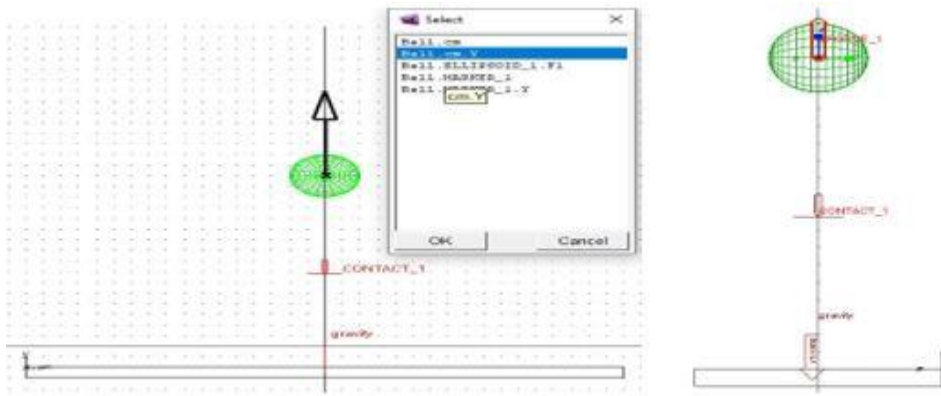


Abbildung 114: Positionierung der Kraft im Massenmittelpunkt

Die erstellte konstante Kraft wird zur einer nichtlinearen Dämpfungskraft mit Hilfe des Unterordners "*Design variable*" parametrisiert (siehe Abschnitt 3.4.2). Nachdem das nichtlinearen Dämpfungsmodell entwickelt wurde (siehe Abbildung 115), erfolgt in Abschnitt 5.2 die Parameterstudie.

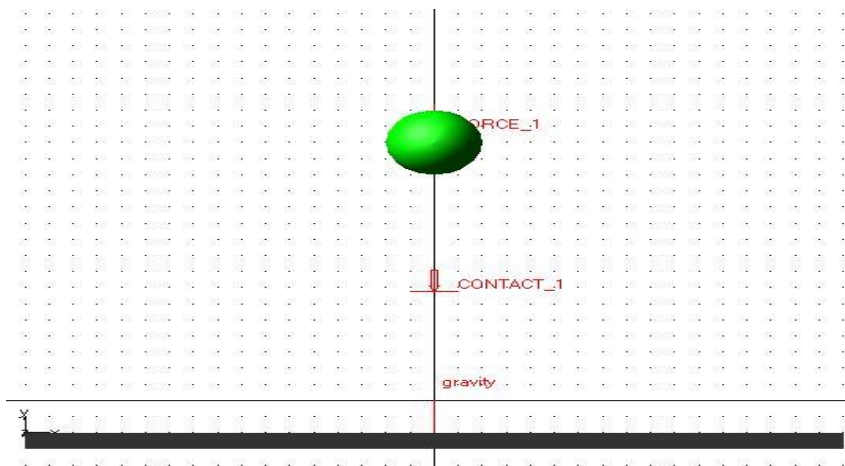


Abbildung 115: Nichtlineares Dämpfermodell

5.2 Durchführung von Parameterstudien und Diskussion

Für die Durchführung der Parameterstudie bezieht man sich für die Kontaktkraft "Impact Method" und "Restitution Method" auf den folgenden festgelegten Parametern des linearen Dämpfermodells: "Stiffness", "Force Exponent", "Damping", "Penetration Deph", "Penalty" und den "Restitutionskoeffizienten".

Durchführung der Parameterstudie

Nun erfolgt zum Abschließen der Parameterstudie im Rahmen dieser Arbeit die Durchführung der Simulation für das nichtlineare Dämpfermodell.

Es wird zunächst die betroffenen Schwierigkeiten bei der Durchführung der Simulation und die möglichen Lösungen. Die Durchführung der Simulation erfolgt wie beim Modell 6 mit der "Restitution Method" sowie "Impact Methode". In Abschnitt 4.2.6 hat man gesehen, dass die Reibung bei "Restitution Method" keinen Einfluss hatte und bei "Impact Methode" nicht groß war. Deswegen verzichten wir hier auf die Simulation mit der Reibung an der Kontaktstelle.

Wie bei den Modellen in Abschnitt 4.2 hat man sich auch hier bei der Durchführung der Simulation mehrmals auf die Simulationsabbrüche gestoßen. Das MKS-Modell konnte wie bei den Modellen 1, 4, und 6 mit manchen Parametern nicht simuliert werden. Die Parameterstudie wurde zum Beginn sowie bei der Simulation abgebrochen. In den Abbildungen 116, 117 und 118 werden die abgebrochenen Simulationen dargestellt. Mögliche Lösungen waren bereits bei anderen Modellen erfolgt, die Masse des Balls und die Simulationsparameter Time und Steps zu ändern.

Die Simulation brach immer ab, sobald der Ball in Kontakt mit der starren Ebene kam, wie es in der Abbildung 116 und Abbildung 117 zu sehen ist.

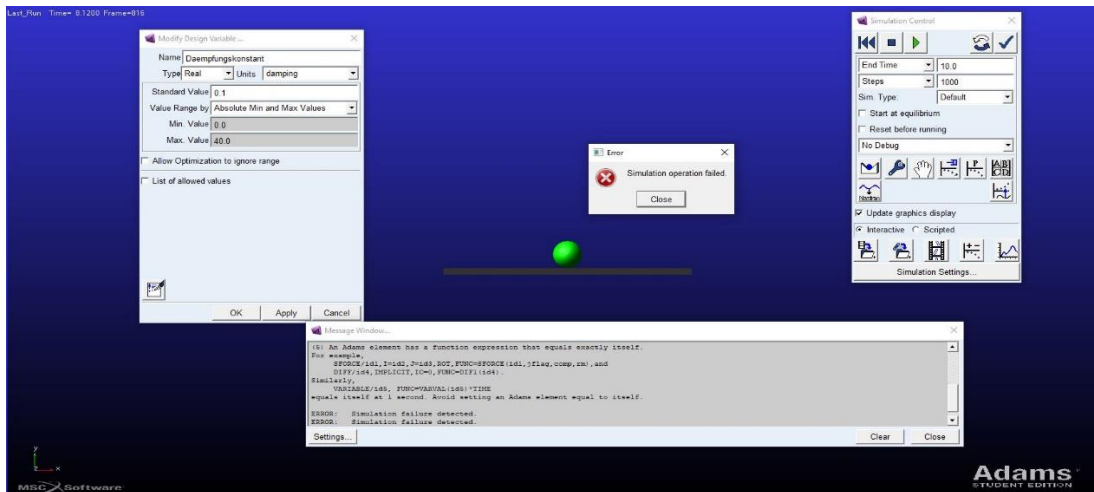


Abbildung 116: Simulationsabbruch mit dem Ball auf der starren ebene für $K = 0,1$

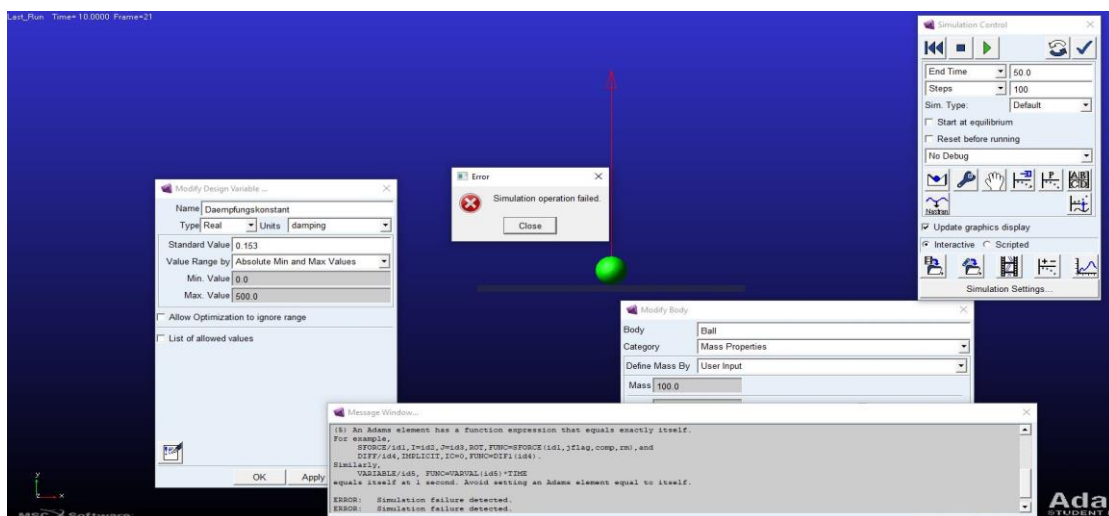


Abbildung 117: Simulationsabbruch mit dem Ball auf der starren Ebene für $K = 0,153$

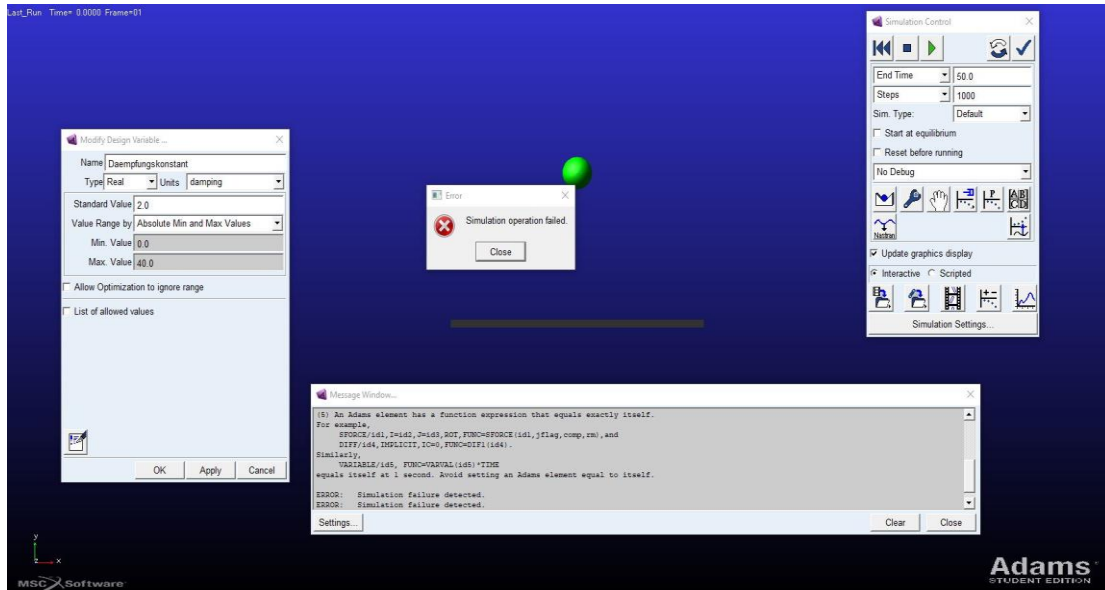


Abbildung 118: Abbruch der Simulation beim Simulationsstart für $K = 2$

In der Abbildung 116 kann man sehen, wie die Simulation für $K = 0,1$ mit einer "Endtime" $t = 10$ und "Steps" = 1000 zum Zeitpunkt $t = 8,1200s$ abbricht. Bei der Abbildung 117 kann das Gleiche beobachtet werden, aber es erfolgt diesmal mit einem Dämpfungsparameter von $K = 0,153$ bei $t = 50$ und "Steps" = 100 zum Zeitpunkt $t = 10s$. Bei der Abbildung 118 bricht die Simulation für $K = 2$ mit einer "Endtime" $t = 50$ und "Steps" von 1000 sofort beim Simulationsstart ab.

Beim linearen Dämpfermodell konnte die Simulation mit einer "Endtime" von 5s durchgeführt werden. Hierbei ist das nicht mehr der Fall, denn durch die Einwirkung der nichtlinearen Dämpfungskraft wird die Bewegung des Balls beim Fallen beschränkt. Der Ball bewegt sich langsam nach unten, sodass eine Simulationszeit von 5s nicht ausreicht. Deswegen hat man je nach Dämpfungsparameter der Simulation ermöglicht, eine "Endtime" t von 50s mit "Steps" = 1000 und $t = 90s$ mit "Steps" von 100 festlegen zu können. Die Durchführung der Simulation beginnt mit der "Restitution Method". Dabei wurden die in der Tabelle 35 enthaltenen Parameter festgelegt. Die Masse des Balls wurde geändert und beträgt hier 30 kg.

Penalty = 10.E+05, REK = 0,7 und M= 30 kg															
k	0,04	0,06	0,08	0,1	0,153	0,173	0,2	0,25	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	2	3

Tabelle 32: Restitution Method mit Variation der Dämpfungsparameter für das nichtlineare Modell

In den untenstehenden Abbildungen 119 und 120 sind die Ergebnisse der Kurvenverläufe der Ballhöhe für die Zeit $t = 50s$ und $t = 90s$ dargestellt.

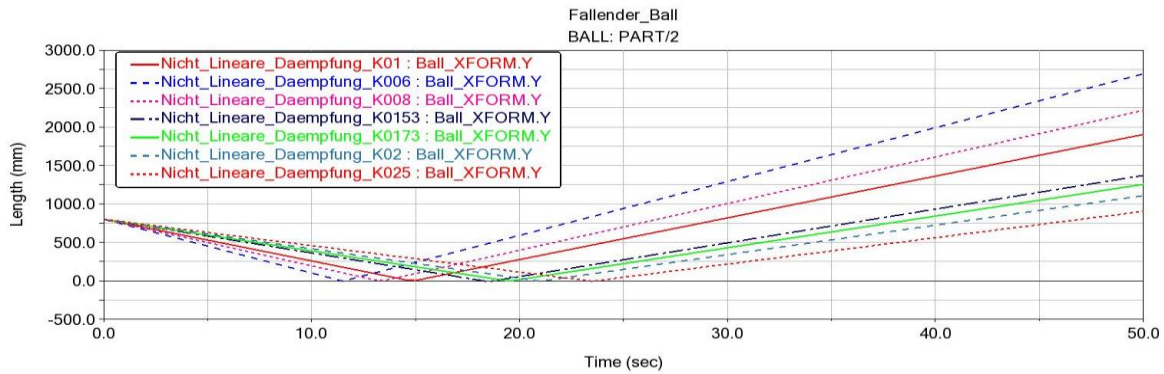


Abbildung 119: Kurvenverlauf der Ballhöhe mit Restitution Method für $t = 50$

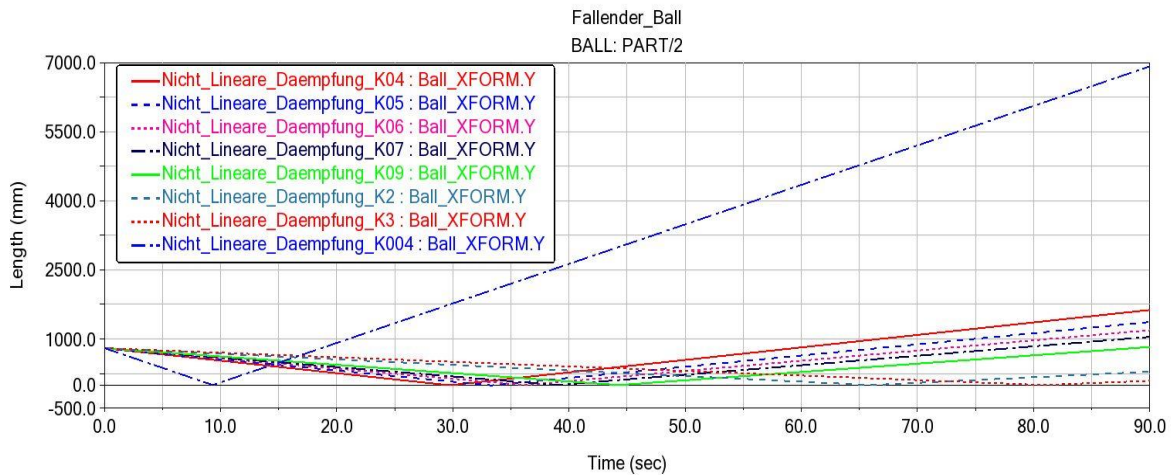


Abbildung 120: Kurvenverlauf der Ballhöhe mit Restitution Methode für $t = 90$

Aus den o. g. Abbildungen kann entnommen werden, dass für jeden Parameter der Aufprall zu einem Unterschiedlichen Zeitpunkt erfolgt. Dieser ist abhängig von dem Parameter, denn man sieht z.B bei $K = 0,04$, dass der Ball früher zum Aufprall im Gegensatz zu den anderen Parametern kommt und zum Zeitpunkt $t = 90$ eine Höhe von $H = 7000$ mm erreicht. Darüber hinaus erreicht den Ball für jede Parameter zum Zeitpunkt $t= 90$ Unterschiedliche Höhen. Daraus erkennt man, dass das Systemverhalten sehr stark mit zunehmenden Dämpfungskonstanten beeinflusst wird. Weiterhin erkennt man ebenfalls, dass der Aufprall nur einmal während der gesamten Simulationszeit stattfindet. Man hätte zwar einen erneuten Aufprall erwartet, aber das ist nicht der Fall bei diesem nichtlinearen Dämpfungsmodell. Warum sich der Ball nach dem Zusammenprall nach oben bewegt, ohne dass er wieder nach unten für einen erneuten Aufprall kommt, kann man an dieser Stelle nicht sicher beantworten. Es besteht aber die Vermutung, dass sich der Ball nach dem Aufprall in die Richtung der quadratischen Dämpfungskraft bewegt. Dadurch, dass die Kraft im Massenmittelpunkt liegt, wirkt sie zu diesem Zeitpunkt auf den Ball ein, sodass der Ball nicht mehr herunterfällt.

Die nachstehende Abbildung 121 legt die Kurvenverläufe der Ballhöhe und der Geschwindigkeit übereinander.

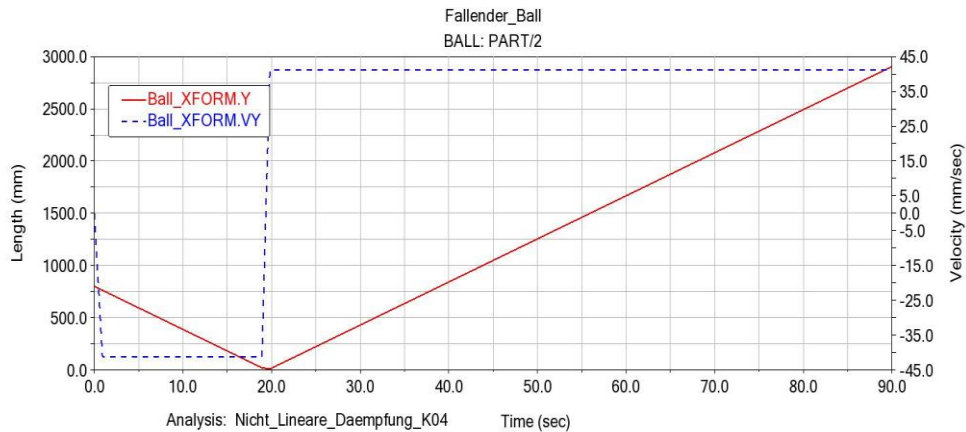


Abbildung 121: Überlagerung der Ballhöhe und Geschwindigkeit für $t = 90s$

Dabei erkennt man, dass nach dem Aufprall die Ballhöhe linear mit einer konstanten Geschwindigkeit wächst. In der nachfolgenden Abbildung 122 sind die gesamten Kurvenverläufe der Geschwindigkeit für $t = 50s$ dargestellt.

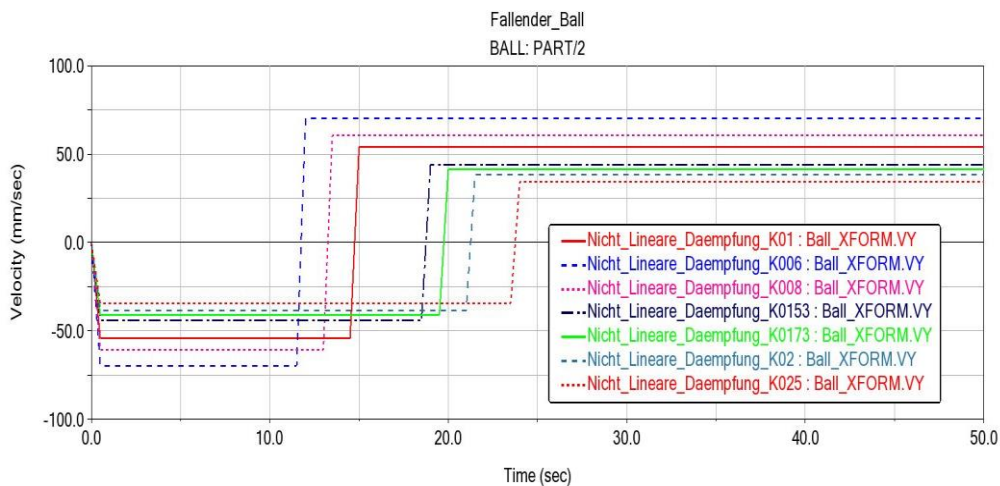


Abbildung 122: Gesamte Kurvenverläufe der Geschwindigkeit

Aus der Abbildung ist zu erkennen, dass für alle Parameter die Geschwindigkeit nach dem Aufprall bis zum Ende der Simulation konstant bleibt.

Die Parameterstudie wurde ebenfalls mit der "Impact Method" durchgeführt. Die dabei festgelegten Variablen sind die des linearen Dämpfermodells. Sie sind in der folgenden Tabelle 33 dargestellt.

Stiffness (N/mm)				Damping (N.s/mm)		Force Exponent				Penetration Depth (mm)					
1.0E+08				1.0E+001		2,0				0,891					
k	0,02	0,04	0,06	0,08	0,153	0,173	0,2	0,25	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	2	3

Tabelle 33: Parameter der Impact Method mit Variation der Dämpfungsparameter

Bei der Durchführung der Simulation bleibt der Ball bei einigen Parametern auf der starren Ebene, bspw. $K = 0,4$ mit $t = 90s$ und "Steps" von 100. Wenn man aber Steps auf den Wert 1000 setzt, bleibt der Ball nach dem Aufprall nicht mehr auf der Ebene. Die Masse des Balls beträgt auch hier 30 kg. Die folgenden Abbildungen 123 und 124 dienen zur Veranschaulichung der Ergebnisse der Simulation für die Ballhöhe sowie die Geschwindigkeit des Balls.

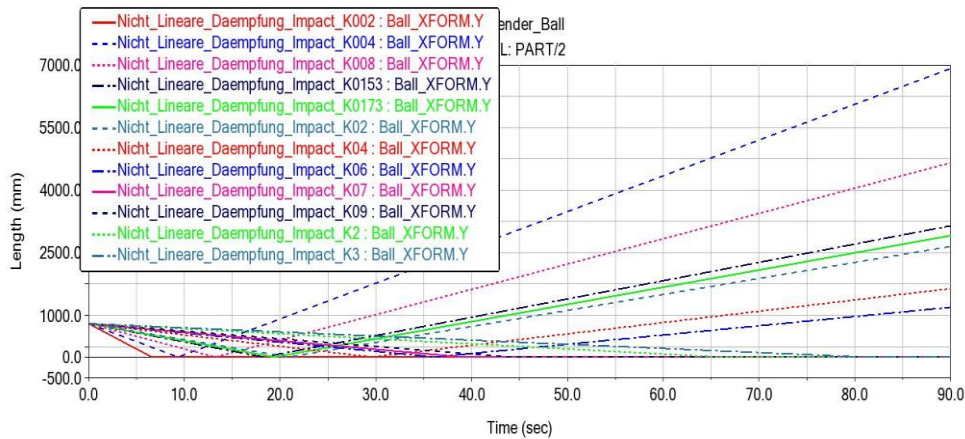


Abbildung 123: Verlauf der Ballhöhe mit Impact Method

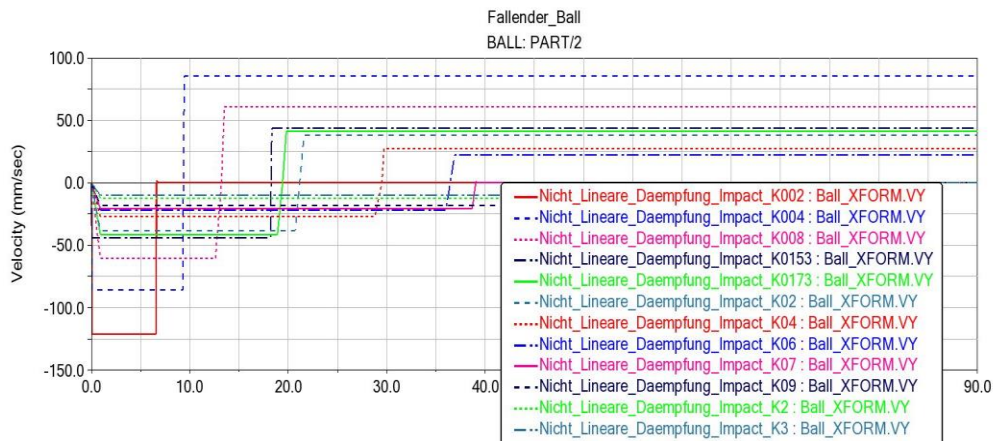


Abbildung 124: Verlauf der Geschwindigkeit mit Impact Methode

Im Vergleich zur "Restitution Method" besteht keinen großer Unterschied, denn die der Geschwindigkeit bleibt immer nach dem Stoß konstant. Wie bereits oben gesagt, bleibt der Ball bei manchem Parameter mit "Steps" = 100 für $t = 90s$ auf der Ebene. Das ist der Fall für $K = 0,02$, wie man in Abbildung 124 sehen kann. Die Ballhöhe in Abbildung 123 verläuft wie in Abbildung 119. Mit einer Zunahme der Dämpfungsparameter wird die Höhe bis zum Ende der Simulationszeit immer kleiner. Das bedeutet, dass der Ball sich je nach Parameter mit unterschiedlichen Geschwindigkeit nach dem Aufprall bewegt. Weiterhin wird ebenfalls das Systemverhalten sehr stark mit zunehmenden Dämpfungs-konstanten beeinflusst.

5.3 Validierung des nichtlinearen Dämpfermodells

Dieser Abschnitt befasst sich mit der Validierung des nichtlinearen Dämpfermodells. Dabei wird gezeigt, ob die Simulationsergebnisse des entwickelten nichtlinearen Dämpfermodells anhand der Ergebnisse des linearen Dämpfermodells in Abschnitt 4.2.6 validiert werden kann. Die Abbildungen 100, 101, 109, 119 und 123 stellen die Simulationsergebnisse des linearen Dämpfermodells sowie die des nichtlinearen Dämpfermodells dar. Wenn man die Simulationsergebnisse vergleicht, erkennt man eine starke Abweichung der beiden Modelle bezüglich ihrer Bewegungsverläufe. Das Verhalten des linearen Modells kann, mit dem von der Simulation ohne und mit Reibung in Bezug auf die Art und Weise wie der Aufprall läuft, verglichen werden. Obwohl es einen Höhenunterschied bei allen Fällen gibt, kommt der Ball nach dem Aufprall zu einem bestimmten Zeitpunkt wieder nach unten, sodass es zu einem erneuten Aufprall kommt. Dieses Verhalten kann in den Abbildungen 100, 101 und 109 betrachtet werden. Bei dem nichtlinearen Modell ist das nicht der Fall, denn nach dem Aufprall springt der Ball sehr hoch und kommt nicht mehr, wie erwartet, wieder unten für einen erneuten Aufprall an. Dieses Verhalten kann in Abbildung 119 und 123 gesehen werden. Daraus erkennt man, dass es praktisch keine Übereinstimmung des nichtlinearen mit dem linearen Dämpfermodell gibt. Das lineare Dämpfermodell kann das reale Verhalten eines fallenden Balls besser als das nichtlineare abbilden. Im Rahmen dieser Arbeit kann allerdings nicht geklärt werden, warum das nichtlineare Dämpfermodell die Realität nicht wiedergeben kann. Deswegen kann das nichtlineare Dämpfermodell im Vergleich zum linearen Modell nicht erfolgreich validiert werden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Bachelorarbeit entstand an der HAW Hamburg zur Entwicklung und Validierung eines nichtlinearen Dämpfungsmodells mittel der MKS-Software Adams.

Zu Beginn dieser Arbeit wurde die Problematik bei der Definition der Dämpfungsparameter zur Modellierung von realen Systemen in MSC Adams dargestellt. Es wurde festgestellt, dass es Probleme beim Starten und während der Simulation gab, die aufgrund der eingegebenen Parameter verursacht wurden. Es wurde zunächst in Kapitel 2 eine kurze Einführung zum Begriff der Dämpfung sowie in die Einteilung der Dämpfungsphänomene gegeben. Darüber hinaus stand neben den theoretischen Grundlagen die Thematik der Mehrkörpersysteme im Zentrum der Betrachtung. Dabei wurde der Begriff sowie die Klassifizierung der MKS eingeführt. Klassifiziert wurde nach der Topologie, nach der Kinematik und anschließend nach den Bindungsarten. Weiterhin wurde speziell auf die Beschreibung der Bewegungsgleichung der Mehrkörpersysteme aufmerksam gemacht.

Zur Modellentwicklung wurde zunächst in Kapitel 3 die Modellerstellung mit der o. g. Software präsentiert, mit einem besonderen Fokus auf die Erstellung der Dämpfung und Reibung in Adams. Dabei wurden praktische Hinweise zur Modellierung und Parameterdefinition mit MSC Adams gegeben.

Die Untersuchung der Dämpfungsphänomene wurde zu Beginn des vierten Kapitels durch die Betrachtung der analytischen Lösungen und der Bewegungsgleichungen aller MKS-Modellen eröffnet. Dabei wurden die kinetische Bewegungsgleichung und die Bindungsgleichung aller MKS-Modelle dargestellt und anschließend für alle MKS-Modelle eine Parameterstudie durchgeführt. Hierbei wurde zunächst das entwickelte MKS-Modell ausführlich präsentiert und die Parameter zur Durchführung der Simulation definiert. Zum Schluss wurden die für die Arbeit relevanten Simulationsergebnisse dargestellt und interpretiert.

Zum Lösen der o. g. Probleme wurden bei der Durchführung der Simulation die Massen der Körper sowie die Simulationsparameter bis zum geeigneten Betrag geändert. Abschließend erfolgte in Kapitel 5 die Entwicklung sowie die Validierung des nichtlinearen Dämpfermodells. Es wurde am Anfang das MKS-Modell aus dem vorab erstellten linearen Dämpfermodell in Abschnitt 4.2.6 entwickelt. Im Anschluss erfolgte anhand der definierten Modellparameter und Simulationsparameter die Durchführung der Parameterstudie und die Interpretation der dargestellten Simulationsergebnisse. Anhand der Simulationsergebnisse des linearen Dämpfermodells wurde die Validierung des nichtlinearen Dämpfermodells durchgeführt. Dabei wurden die Simulationsergebnisse der beiden MKS-Modelle verglichen und es konnte keine erfolgreiche Validierung des nichtlinearen Dämpfermodells anhand der Simulationsergebnisse erreicht werden. Hierbei wurde bei dem nichtlinearen Dämpfermodell festgestellt, dass der Ball nach dem Aufprall auf der starren Ebene nicht zu einem bestimmten Zeitpunkt wieder nach unten fällt, damit es zu einem erneuten Aufprall kommt. Die in dieser

Arbeit definierten Dämpfungsparameter führten zu einer erfolgreichen Durchführung der Simulation. Auch wenn bei einigen Modellen das reale Verhalten nicht abgebildet werden konnte.

Im Rahmen dieser Arbeit konnte nicht endgültig geklärt werden, warum der Ball für die Definierten Dämpfungsparameter beim nichtlinearen Dämpfermodell nicht wieder zu einem erneuten Aufprall nach unten kam. Schließlich bleibt anzumerken, dass sich die Mehrkörpersimulationssoftware MSC Adams gut für die Modellierung von realen Systemen eignet. Es ist jedoch zu beachten, dass bei ihrer Modellierung die Definition der Dämpfungsparameter mit größter Sorgfalt durchgeführt werden muss.

Literaturverzeichnis

- [1] G. Rill und T. Schaeffer, Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017.
- [2] V. 3830, Werkstoff- und Bauteildämpfung, Düsseldorf: Beuth Verlag, 2004.
- [3] M. Kurt, P. Karl und S. Walter, Schwingungen, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016.
- [4] V. L. Popov, Kontaktmechanik und Reibung, Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 2010.
- [5] M. Glöckler, Simulation mechatronischer Systeme, Wiesbaden: springer Vieweg, 2018.
- [6] G. Jochem, Bachelor Thesis: Contact Mechanics in MSC ADAMS, Twente, 2012.
- [7] S. Werner und P. Eberhard, Technische Dynamik, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017.
- [8] D. Adamski, Simulation in der Fahrwerktechnik, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.
- [9] C. Woernle, Mehrkörpersysteme - Eine Einführung in die Kinematik und Dynamik von Systemen starrer Körper.2. Auflage, Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, 2016.
- [10] S. Wiesemann, Mehrkörpersysteme, Vorlesungsskript, HAW Hamburg, 2019.
- [11] MSC Software Corporation, [Online]. Available: <https://www.mscsoftware.com/de/adams-student-edition>. [Zugriff am 25 08 2019].
- [12] R. C. Hibbeler, Technische Mechanik 3, München: Print Consult GmbH, 2006.
- [13] A. Frederik, Masterprojekt: Entwicklung von MKS- Modellen zur Verwendung im Modul Maschinendynamik, Hamburg, 2017.
- [14] M. Software. [Online]. Available: https://www.mscsoftware.com/sites/default/files/Book_Adams-Tutorial-ex17-w.pdf. [Zugriff am 23 August 2019].

Anhang

Die dargestellte Umrechnungstabelle dient zur Veranschaulichung der Transformierung der Basis-Einheiten zur ADAMS-Einheit.

Bezeichnung	Basis-Einheit	Umrechnungs-faktor	ADAMS-Einheit
Stiffness	$\frac{kg}{s^2}$	10^{-3}	$\frac{N}{mm}$
Damping	$\frac{kg}{s}$	10^{-3}	$\frac{N \cdot s}{mm}$
Torsional Damping	$Nm \cdot S$	$\frac{1000 \cdot \pi}{180^\circ}$	$\frac{N}{mm}$
Angle	rad	$\frac{180^\circ}{\pi}$	deg
Length	m	10^{-3}	mm

