



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Studienarbeit

Joshua Pascal Borrs

Entwicklung einer Radaufhängungskinematik zur Ansteuerung eines Reifenprüfstands im Maßstab 1:8

Fakultät Technik und Informatik
Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau

Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Automotive and
Aeronautical Engineering

Joshua Pascal Borrs

**Entwicklung einer
Radaufhängungskinematik zur
Ansteuerung eines Reifenprüfstands im
Maßstab 1:8**

Arbeit eingereicht im Rahmen der Prüfungsleistung Studienarbeit

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

Prüfer: Prof. Dr.-Ing. Dirk Engel & Prof. Dr.-Ing. Christian Wolfgang Fervers

Abgabedatum: 13.10.2023

Zusammenfassung

Joshua Borrs

Thema der Studienarbeit

Entwicklung einer Radaufhängungskinematik zur Ansteuerung eines Reifenprüfstands im Maßstab 1:8

Stichworte

Reifenprüfstand, AUDEx, MATLAB, CAD, SIEMENS NX, RC-Fahrzeug, Radführung, Kinematik, Reifenparametrierung, Hexapod

Kurzzusammenfassung

Diese Arbeit umfasst die systematische Entwicklung einer Radaufhängungskinematik zur Ansteuerung eines Reifenprüfstands im Rahmen einer Studienarbeit im Studiengang Fahrzeugbau. Der Schwerpunkt der Arbeit ist die methodische Herangehensweise und Ausarbeitung einer möglichst sinnvollen Lösung zur Ansteuerung und Führung des Rades am Reifenprüfstand. Ziel ist die Untersuchung des Reifens eines RC-Fahrzeugs im Maßstab 1:8. Das ausgearbeitete Konzept stützt sich auf Berechnung möglichst günstiger Einbaubedingungen und wird als CAD-Modell aufgebaut. Zusätzlich erfolgt eine Auswahl an Messtechnik, um die Verschiebungen und Kräfte am Reifen zu untersuchen.

Joshua Borrs

Title of the paper

Development of a wheel suspension kinematic for operating a tire test rig on a scale of 1:8

Keywords

Tire test rig, AUDEx, MATLAB, CAD, SIEMENS NX, RC-Cars, wheel guidance, kinematic, wheel parameterization, hexapod

Abstract

This student research paper as part of the bachelor programme automotive engineering is about the systematic development of a wheel suspension kinematics to operate a tire test rig. The focus of this work is the methodical approach and development of the most advantageous solution to control and guide the wheel of an RC-Car on a scale of 1:8. The elaborated concept is based on the calculation of the most beneficial installation conditions and is constructed as a CAD model. Additionally selected measuring instruments are used to examine the displacements and forces of the tire.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	III
Tabellenverzeichnis	IV
Abkürzungsverzeichnis.....	V
Formelzeichen	VI
1 Einleitung	1
2 Aufgabenstellung.....	2
3 Theoretische Grundlagen.....	3
3.1 Grundlagen der Radaufhängung.....	3
3.2 Produktentwicklung nach VDI 2221 / 2222.....	6
3.3 RC-Fahrzeug	8
4 Stand der Technik	9
4.1 Außentrommelprüfstand.....	10
4.2 Innentrommelprüfstand.....	11
4.3 Flachbandprüfstand	12
5 Konzeptphase	14
5.1 Anforderungen	14
5.2 Einführung der Koordinatensysteme.....	16
5.3 Annahmen und Randbedingungen.....	16
5.4 Funktionsstruktur	17
5.5 Morphologischer Kasten	17
5.6 Konzeptentwürfe.....	20
5.6.1 Entwurf 1	20
5.6.2 Entwurf 2.1	21
5.6.3 Entwurf 2.2	22
5.6.4 Entwurf 2.3	23
5.6.5 Entwurf 2.4	23
5.6.6 Entwurf 3	24
5.7 Konzeptauswahl	25
6 Detaillierungsphase	27
6.1 Auswahl und Anordnung der Aktuatoren.....	27
6.1.1 Überschlägige Berechnung der Reifenkräfte.....	27
6.1.2 Berechnungsskript und Simulation in MATLAB	29
6.1.3 Aktuatorauswahl	34
6.2 Auswahl der Messelemente	35
6.3 Vorentwurf	36
7 Auslegung und Nachweisführung.....	39

7.1	<i>Kinematik</i>	39
7.2	<i>Längennachweis</i>	39
7.3	<i>Kräftenachweis</i>	41
8	Finales Konzept	43
8.1	<i>Aufbau</i>	43
8.2	<i>Stückliste / Einkaufsliste</i>	46
9	Fazit	49
10	Ausblick	51
11	Eigenständigkeitserklärung	52
12	Literaturverzeichnis	53
Anhang	55	
<i>Anhang A - Abgeleitete Entwürfe aus dem morphologischen Kasten</i>		55
Entwurf 1	55	
Entwurf 2.1	56	
Entwurf 2.2	57	
Entwurf 2.3	58	
Entwurf 3	59	
<i>Anhang B - MATLAB-Berechnungsskript</i>	60	
<i>Anhang C - Technische Spezifikationen Mighty Zap L12-50PT-6</i>	67	
<i>Anhang D - Technische Spezifikationen K6D40 50N/5Nm/MP11</i>	69	
<i>Anhang E - Technische Spezifikationen KD413</i>	77	

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 3-1: Kräfte am Rad	4
Abbildung 3-2: Raumlenkeraufhängung der Hinterachse der Mercedes-Benz GLE-Klasse (Baujahr 2005)	5
Abbildung 3-3: Produktentwicklung nach VDI 2221-2	7
Abbildung 3-4: Team C GR8LE Porsche 911	8
Abbildung 4-1: Datenerzeugung für die Simulation der Reifencharakteristik	9
Abbildung 4-2: Außentrommelprüfstand der TU Dresden	11
Abbildung 4-3: Innentrommelprüfstand KIT	12
Abbildung 4-4: Flachbandprüfstand MTS Flat Trac IV CT plus	13
Abbildung 5-1: Anforderungsliste	15
Abbildung 5-2: Globales KOS (links), lokales Radkoordinatensystem (rechts)	16
Abbildung 5-3: Funktionsstruktur	17
Abbildung 5-4: Morphologischer Kasten	19
Abbildung 5-5: Entwurf 1	21
Abbildung 5-6: Entwurf 2.1	22
Abbildung 5-7: Entwurf 2.2	22
Abbildung 5-8: Entwurf 2.3	23
Abbildung 5-9: Nyrio NED2 Roboterarm	24
Abbildung 5-10: Modifikation des Entwurfs 3	25
Abbildung 5-11: Entwurf 3	25
Abbildung 6-1: Grundkonfiguration des Simulationsmodells	30
Abbildung 6-2: Hexapod-Modelle in Matlab	31
Abbildung 6-3: Lastfall am Hexapod 1 (links) und 2 (rechts)	32
Abbildung 6-4: Lastfälle am Hexapod 3 (links) und 4 (rechts)	33
Abbildung 6-5: L12-50PT-6 von Mighty Zap	35
Abbildung 6-6: K6D40 6-Achsen-Kraft-Momenten-Sensor von ME-Meßsysteme	36
Abbildung 6-7: Vorentwurf in Siemens NX 12.0	37
Abbildung 6-8: Radführungskinematik bei $\alpha = 15^\circ$ und $\gamma = \pm 45^\circ$	38
Abbildung 7-1: Koordinaten der Gelenkpunkte in m am Stützrahmen (AKB, blau) und Radträger (AKR, rot) bei $\alpha = 20^\circ$ und $\gamma = 5^\circ$	40
Abbildung 7-2: Aktuatorlängen I für Schräglaufwinkel von $\varphi_z = -20^\circ, -10^\circ, 0^\circ, 10^\circ, 15^\circ$ und 20° bei jeweiligen Sturzwerten von $\gamma = 0^\circ, \pm 1^\circ, \pm 3^\circ$ und $\pm 5^\circ$	41
Abbildung 7-3: Kräfte am Radträger	42
Abbildung 8-1: Finales Konzept	43
Abbildung 8-2: Radnabe im CAD-Modell	45
Abbildung 8-3: Radlagerung	46

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Stückliste	47
-----------------------------	----

Abkürzungsverzeichnis

AG	Außengewinde
AK	Aktuator
AUDEx	Automotive Development in 1:X
CAD	Computer Aided Design
DMS	Dehnungsmessstreifen
IG	Innengewinde
RC	Radio Controlled
VDI	Verein Deutscher Ingenieure

Formelzeichen

f	Freiheitsgrad
F_i	Kraft mit i als Index für Wirkrichtung
g	Erdbeschleunigung
h	Hublänge
Kg	Kilogramm
M_i	Moment mit i als Index für die Wirkachse
n_i	Anzahl
N	Newton
μ_h	Kraftschlussbeiwert
φ_i	Drehachse mit I als Index für Wirkachse

1 Einleitung

Der Reifen eines Fahrzeuges ist eine entscheidende Komponente im Fahrwerk, denn er überträgt die Kräfte zwischen Fahrzeug und Fahrbahn. Zur Bewertung der Fahrdynamik des Gesamtfahrzeuges ist das Reifenverhalten daher von besonderem Interesse. Die Eigenschaften des Reifens beeinflussen maßgeblich die Fahrsicherheit, den Komfort, sowie den Verschleiß und Verbrauch des Fahrzeuges.¹

In der technischen Entwicklung von Fahrzeugkomponenten kommen immer häufiger Simulationsmodelle und Software zum Einsatz, um Fehler frühzeitig zu erkennen, die Entwicklungszeit zu reduzieren und Kosten einzusparen (Frontloading).² Für vollumfängliche Untersuchungen der Fahrdynamik eines Fahrzeuges in einer Simulationsumgebung sind hinreichend genaue Reifenmodelle nötig. Aufgrund der hohen Anzahl an Einflussgrößen auf das Reifenverhalten, wie beispielsweise am Rad angreifende Kräfte, Geschwindigkeit, Reifenfülldruck, Reibwert, Reifentemperatur, Schlupf, Fahrbahnbeschaffenheit und insbesondere dem nicht linearen Kraftübertragungsverhalten des Reifens ist eine Berechnung der Reifencharakteristik sehr aufwendig.³ In der Praxis werden daher für Reifenuntersuchungen oftmals Prüfstände und Laborfahrzeuge verwendet.

Als Teil des AUDEx-Projekts (Automotive Development in 1:X)⁴ der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg soll der Reifen eines skalierten RC-Fahrzeuges näher untersucht werden. Dazu soll ein Reifenprüfstand entwickelt werden. Zur Charakterisierung von Reifenmodellen am Prüfstand wird der Reifen mit Hilfe verschiedener Eingangsparameter wie Radlast, Radgeschwindigkeit, Schräglauf und Sturz in verschiedene Betriebszustände gebracht. Dafür ist eine präzise Radaufhängungskinematik zur Ansteuerung des Rades nötig. Diese Arbeit beschäftigt sich mit der methodischen Ausarbeitung einer konkreten Lösung zur Umsetzung dieser Ansteuerungskinematik und bildet damit den ersten Teilbaustein für den Reifenprüfstand des AUDEx-Projekts.

¹ (Frömmig, 2020)

² (Gräßler & Oleff, 2022)

³ (Ersoy & Gies, 2017)

⁴ (HAW Hamburg, kein Datum)

2 Aufgabenstellung

Um im Rahmen des AUDEx-Projekts zukünftig auch die Reifen der RC-Fahrzeuge untersuchen zu können, wird ein Reifenprüfstand im Maßstab 1:8 benötigt. In dieser Arbeit soll daher im ersten Schritt eine geeignete Kinematik entwickelt werden, die es ermöglicht, das Rad zu führen und dabei die Radlast, sowie den Schräglauf- und den Sturzwinkel, gezielt einzustellen und verändern zu können. Dabei soll eine möglichst vorteilhafte Lösung erarbeitet werden, welche eine präzise und effiziente Ansteuerung des Rades ermöglicht, jedoch die Art der Nachbildung der Fahrbahn (Innentrommelprüfstand, Außentrommelprüfstand, Flachbandprüfstand, etc.) offenlässt. Zusätzlich soll die Möglichkeit, in einem späteren Schritt auch das Rad gezielt antreiben und bremsen zu können, berücksichtigt werden.

Die Aufgabe umfasst einzelne Teilziele. Im ersten Schritt soll sich in den Themenbereich eingearbeitet und mit der Aufgabenstellung vertraut gemacht werden. Des Weiteren soll die Entwicklung geeigneter Entwürfe zur Führung und Bewegung des Rades anhand einer selbst ausgewählten Methode erfolgen. Anschließend werden die Entwürfe bewertet und ein Entwurf ausgewählt, welcher im weiteren Verlauf näher ausgearbeitet wird. Dieser Entwurf soll außerdem in einer CAD-Umgebung (z.B. Siemens NX) modelliert werden. Es gilt das ausgearbeitete Konzept zu dimensionieren. Um das finale Konzept zu einem späteren Zeitpunkt tatsächlich aufbauen zu können, soll eine Auswahl geeigneter Bauteile, Komponenten und Messelemente getroffen werden. Das gesamte Vorgehen und die dabei gewonnenen Ergebnisse sollen dokumentiert und ein Ausblick gegeben werden.

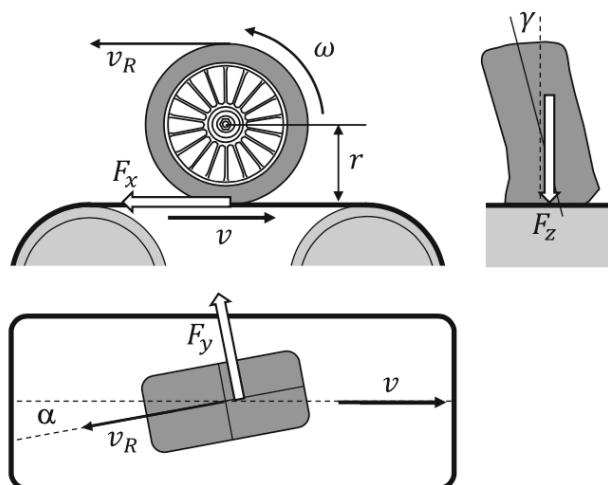
3 Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel werden grundlegende Begriffe und Anforderungen an die Radaufhängung in Fahrzeugen erklärt, die die Basis für das Verständnis der nachfolgenden Untersuchungen schaffen. Außerdem wird das RC-Fahrzeug, dessen Rad als Prüfobjekt dient, und die VDI-Richtlinien 2221 und 2222 vorgestellt.

3.1 Grundlagen der Radaufhängung

Um die späteren Überlegungen bezüglich der Kinematik der Radaufhängung am zu entwickelnden Reifenprüfstand zu verstehen, ist es nützlich sich einen Überblick über die grundlegenden Ziele, Anforderungen und Aufgaben der Radaufhängung zu schaffen. Hierzu sei angemerkt, dass im Folgenden nur die Aspekte näher erläutert werden, welche auch tatsächlich für die effiziente Ansteuerung des Rades am Reifenprüfstand relevant sind. Im Allgemeinen umfasst die Radaufhängung bei Fahrzeugen die Bauteile Radträger, Gelenke, Radlager, sämtliche Lenker, Federn und Dämpfer. An die Radaufhängung werden viele Anforderungen gestellt, unter anderem sicheres Fahrverhalten, eine ausreichende Betriebsfestigkeit zum Abstützen der Kräfte und Momente, geringer Bauraum, niedrige Kosten, Komfort, Schwingungsisolation, geringe Reibung, Geräuscharmut und Beständigkeit gegenüber äußeren Umwelteinflüssen. Die Radführung ist Teil der Radaufhängung und beinhaltet den Radträger, die Lenker und die Gelenke. Die Radführung beschreibt die Anbindung und Kopplung des Rades an den Aufbau. Die Hauptaufgabe der Radführung besteht darin die Kräfte zwischen Radträger und Aufbau zu übertragen. Beim Fahrzeug werden die am Rad angreifenden Kräfte und die aus der Wank- und Nickbewegungen des Aufbaus entstehenden Momente abgestützt. Ebenfalls bestimmt sie die Lage des Rades relativ zum Aufbau und der Fahrbahn in jeglichen Fahrsituationen.⁵ Besonders relevant für diese Arbeit sind die am Radträger bzw. am Reifen angreifenden Kräfte (siehe Abbildung 3-1).

⁵ (Ersoy & Gies, 2017)

Abbildung 3-1: Kräfte am Rad⁶

Die am Rad angreifenden Kräfte sind die Längskraft F_x , die Seitenkraft F_y und die Radlast F_z . Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn findet in der Reifenaufstandsfläche, dem Reifenlatsch statt. Die genaue Funktionsweise der Kraftübertragung über Reifenverformung soll aus Umfangsgründen nicht näher beschrieben werden. Aus den Antriebs- und Bremsmomenten M_y am Rad ergibt sich über den dynamischen Rollradius r die Längskraft F_x . Die Relativgeschwindigkeit zwischen der Reifenumfangsgeschwindigkeit v_R und der Geschwindigkeit der Oberfläche bzw. Umgebung zum Reifen v wird als Schlupf λ bezeichnet. Quer zum Reifen wirkt die Seitenkraft F_y , welche sich aus der Überlagerung der Seitenkraft durch Schräglauf und Sturz ergibt. Der Schräglauwinkel α ist der Winkel zwischen der Abrollrichtung des Reifens und der Radmittelebene in Längsrichtung (siehe Abbildung 3-1). Dadurch wird der Reifen gezwungen sich zu verformen und erzeugt so eine Seitenkraft. Der Sturzwinkel γ hingegen bezeichnet den Winkel zwischen Radmittelebene in der Hochachse und der Fahrbahnnormalen. Durch den Sturzwinkel wird eine Reifenverformung erzeugt, welche ebenfalls eine Seitenkraft erzeugt. Die Radlast F_z in vertikaler Richtung ist die unmittelbare Folge der Gewichtsverteilung des Fahrzeugs.⁷

Die Kräfte am Reifen greifen in der Regel nicht im Latschmittelpunkt an. Grund dafür sind die Verformungen der Profilstollen im Latschbereich. So bedingt der Übergang von dem Haft- in den Gleitreibungsbereich eine Veränderung der Schubspannungen und damit

⁶ (Frömmig, 2020)⁷ (Frömmig, 2020)

eine Verschiebung des Kraftangriffspunkts um den sogenannten Nachlauf, sodass ein (Rückstell-) Moment um die Hochachse erzeugt wird.⁸

Die Radaufhängung muss in jedem Fall einen sicheren Fahrzustand gewährleisten. Dazu darf der Radträger gegenüber dem Aufbau keinen oder maximal einen Freiheitsgrad besitzen. Dieser Freiheitsgrad ist die Ein- und Ausfederbewegung des Rades gegenüber dem Aufbau. Um das Rad rollen zu können, soll das Rad gegenüber dem Radträger nur einen Freiheitsgrad um die eigene Achse besitzen. Die verschiedenen Achskonzepte unterscheiden sich in ihrer Kinematik derart, welcher Freiheitsgrad in Abhängigkeit der Ein- und Ausfederbewegung noch verändert wird. Die Vor- und Nachteile der einzelnen Achskonzepte sollen in dieser Arbeit jedoch nicht weiter erläutert werden.

Für eine funktionierende Radaufhängung wird über verschiedene Arten von Gelenken und Lenkern eine Kinematik erzeugt, sodass der Radträger keinen oder nur einen Freiheitsgrad gegenüber dem Aufbau besitzt. Die Lenker und Gelenke (z.B. Kugelgelenk, Drehgelenk, Drehschubgelenk) unterscheiden sich in der Anzahl an Freiheitsgraden, die sie sperren. Auch wenn an dieser Stelle aus Umfangsgründen nicht weiter auf die spezifischen Eigenschaften der einzelnen Arten der Lenker und Gelenke eingegangen werden soll, soll trotzdem einmal anhand einer Fünflenker- bzw. Raumlenkerachse von Mercedes das Wirkprinzip verdeutlicht werden (siehe Abbildung 3-2).⁹

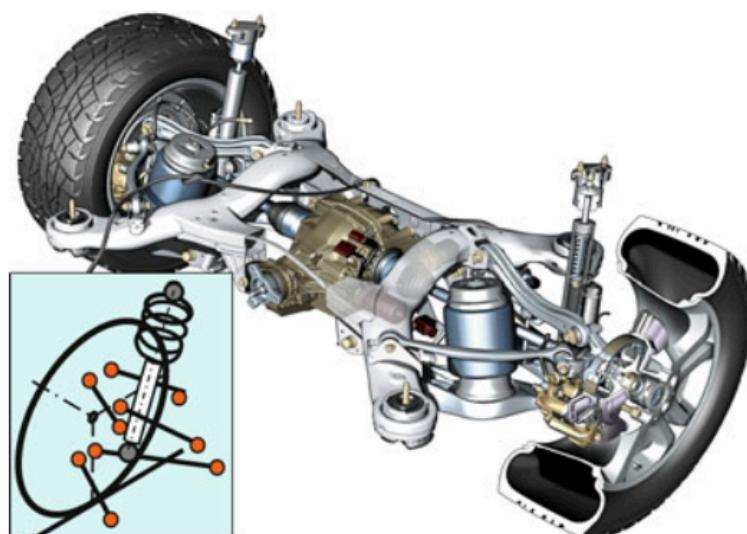


Abbildung 3-2: Raumlenkeraufhängung der Hinterachse der Mercedes-Benz GLE-Klasse (Baujahr 2005)¹⁰

Gezählt werden die Freiheitsgrade des Radträgers und die der Lenker. Davon werden die durch Kugelgelenke und Dämpfer gesperrten Freiheitsgrade subtrahiert. Der Radträger besitzt alle sechs Freiheitsgrade im Raum. Lenker sind alle Körper, die genau zwei Gelenke besitzen, die auf einer Linie liegen und werden als starr angenommen. Damit haben Lenker jeweils fünf Freiheitsgrade. Das Dämpferrohr und die Kolbenstange werden ebenfalls mit als Lenker gezählt, da es sich um einen freistehenden Dämpfer handelt. Jedes Kugelgelenk sperrt die drei translatorischen Freiheitsgrade. Das Drehschubgelenk (Dämpfer) lässt nur eine axiale Verschiebung und eine Rotation zu, somit sperrt dies nochmal vier Freiheitsgrade.¹¹ Folgende Formel 3.1 verdeutlicht die Zusammenhänge und zeigt, dass die Achsaufhängung nur einen Freiheitsgrad offenlässt:

$$\begin{aligned}
 n_R f_{G,R} + n_L f_{G,L} - n_{KG} f_{G,KG} - n_{DSG} f_{G,DSG} &= 3.1 \\
 f_{G,DSG} &= f \\
 1 * 6 + 7 * 5 - 12 * 3 - 1 * 4 &= f = 1
 \end{aligned}$$

n_R = Anzahl Radträger, n_L = Anzahl Lenker, n_{KG} = Anzahl Kugelgelenke, n_{DSG} = Anzahl Drehschubgelenk, $f_{G,R}$ = Freiheitsgrade Radträger, $f_{G,L}$ = Freiheitsgrade Lenker, $f_{G,KG}$ = Freiheitsgrad Kugelgelenke, $f_{G,DSG}$ = Freiheitsgrad Drehschubgelenk

3.2 Produktentwicklung nach VDI 2221 / 2222

Die Richtlinien 2221 und 2222 des Vereins Deutscher Ingenieure (VDI) dienen als technische Leitfaden zur methodischen Entwicklung und Konstruktion technischer Produkte und Systeme. Die VDI 2221 beschäftigt sich mit den Grundlagen der Entwicklungsmethodik und den Prozessen der Produktentstehung. Sie wird ergänzt durch die VDI 2222, welche die strukturierte Lösungsfindung und Konstruktionsmethodik näher erläutert. Kern der Richtlinie ist die Unterteilung des Produktentwicklungsprozesses in verschiedene Phasen und Meilensteine (siehe Abbildung 3-3).¹²

⁸ (Ersoy & Gies, 2017)

⁹ (Ersoy & Gies, 2017)

¹⁰ (Ersoy & Gies, 2017)

¹¹ (Ersoy & Gies, 2017)

¹² (Verein Deutscher Ingenieure e.V., 1997)

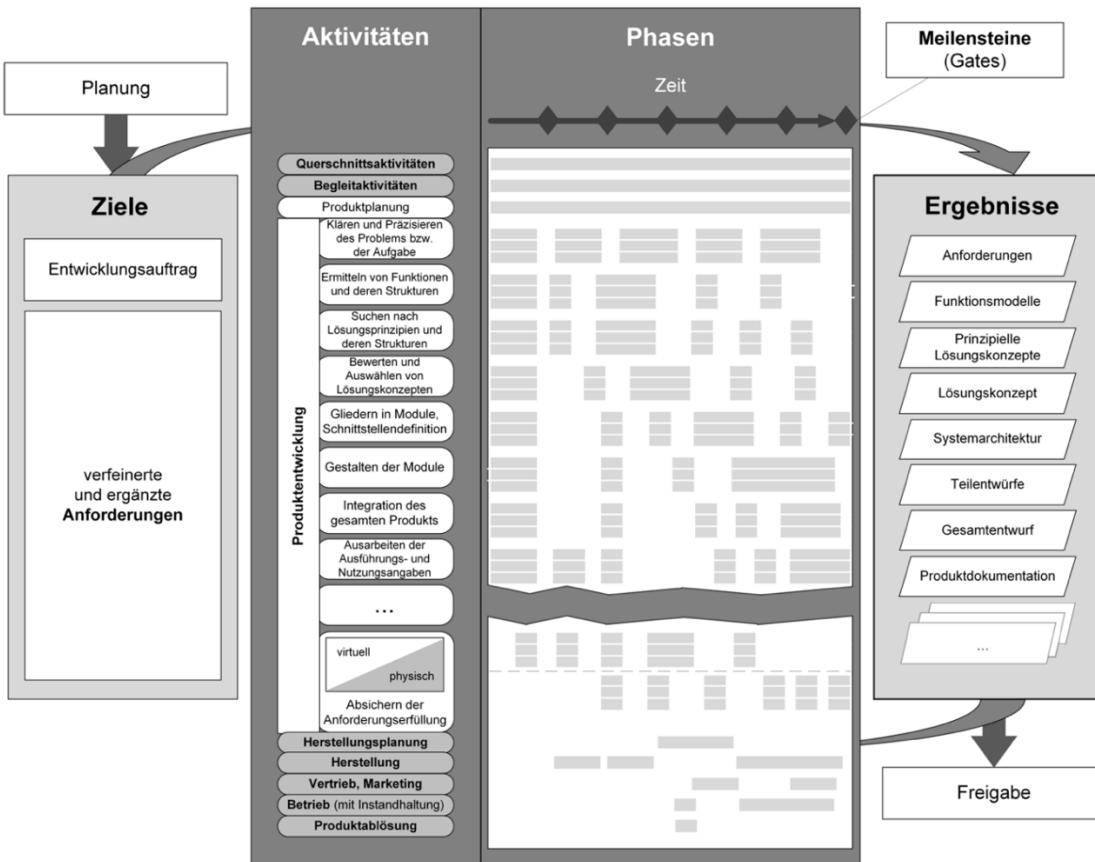


Abbildung 3-3: Produktentwicklung nach VDI 2221-2¹³

Die Produktentwicklung kann grob in drei Phasen unterteilt werden, in die Initialisierungsphase, die Konzeptphase und Detaillierungsphase. Zu Beginn in der Initialisierungsphase der Produktentwicklung steht das Entwicklungsziel und die damit einhergehende Problemstellung, die es zu lösen gilt. In der Initialisierungsphase werden Rollen zugeteilt, Zeitpläne erstellt und das Projekt geplant. Darauf folgt die Konzeptphase. Hier wird für das zu entwickelnde System eine Anforderungsliste erstellt und das System in Teilfunktionen heruntergebrochen. Diesen Teilfunktionen werden in einem morphologischen Kasten möglichen Teillösungen zugeordnet. Daraus können verschiedene Gesamtkonzepte abgeleitet werden. Mit Hilfe verschiedener Bewertungsmatrizen oder Analysen wird schließlich ein Konzept ausgewählt, welches in der Detaillierungsphase weiter präzisiert und optimiert wird. In dieser Phase wird der erarbeitete Vorentwurf hinsichtlich seines Aufbaus, seiner Funktionen, Geometrie und dem Werkstoff optimiert, dimensioniert und anschließend ein rechnerischer Nachweis

¹³ (Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2019)

durchgeführt. Dieser iterative Prozess führt zu einem finalen Konzept, welches in der Regel in einer CAD-Umgebung modelliert wird. Daraus werden Zeichnungen abgeleitet und eine Stückliste erstellt, um das Produkt real umsetzen zu können. Der gesamte Produktentstehungsprozess wird dokumentiert.¹⁴

3.3 RC-Fahrzeug

Für die weiteren Untersuchungen wird das Rad des RC-Fahrzeugs „Team C GR8LE – Porsche RTR 911 AWD“ der Marke Absima verwendet und soll deshalb kurz vorgestellt werden. Das Modell im Maßstab 1:8 wiegt im Original 3,45 kg und besitzt Gummireifen. Die Rad-Reifen-Kombination ist 41 mm breit und hat einen Durchmesser von rund 100 mm. Der Reifen ist als nachträgliche Maßnahme an die Felge geklebt. Zudem besitzt das Fahrzeug einen Allradantrieb, ein einstellbares Fahrwerk und erreicht eine Spitzengeschwindigkeit von rund 80 km/h.¹⁵



Abbildung 3-4: Team C GR8LE Porsche 911¹⁶

Als Besonderheiten anzumerken sind, dass das skalierte Fahrzeug im Vergleich zu herkömmlichen Fahrzeugen aufgrund vieler verbauter Kunststoffteile ein sehr geringes Gewicht bezogen auf seine Dimensionen und seine Antriebsleistung hat. Auch die Struktursteifigkeit der Reifen ist sehr groß, sodass sich der Reifen durch die eigene Fahrzeuglast nur sehr geringfügig verformt. Außerdem weist die Radlagerung ein recht hohes Spiel auf.

¹⁴ (Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2019)

¹⁵ (Vicasso, 2023)

¹⁶ (Vicasso, 2023)

4 Stand der Technik

In der Industrie haben sich verschiedene Konzepte zur Messung und Parametrierung von Reifencharakteristiken etabliert. Da zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit keine Reifenprüfstandskonzepte für Reifen im vergleichbaren Maßstab zum Reifen des vorliegenden RC-Fahrzeugs ausfindig gemacht werden kann, wird in diesem Kapitel der Stand der Technik von Prüfständen und Systemen der Reifenmessung gewöhnlicher Fahrzeuge beleuchtet.

Einerseits kann über aufwendige Rechenmodelle das Reifenverhalten näherungsweise bestimmt werden. Jedoch weist das Verfahren Defizite bezüglich der Abbildung von Nichtlinearitäten des Reifens auf und ist sehr komplex. Eine weitere Möglichkeit ist die Nutzung von rollenden Reifenprüfständen oder Laborfahrzeugen. Hier ergeben sich Vorteile hinsichtlich der Prüfung bei realen Fahrbahnbeschaffenheiten und Umwelteinflüssen (Nässe, Temperatur, Anregungsfrequenz, etc.). Dieses Verfahren hat jedoch den Nachteil, dass aufgrund äußerer Umwelteinflüsse die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse sehr gering ist. Reifenprüfstände hingegen weisen eine hohe Wiederholgenauigkeit der Messergebnisse auf. Obwohl die Fahrbahnbeschaffenheit nicht optimal nachgebildet werden kann, lassen sich mit diesen Reifenprüfständen auf Basis gemessener Daten nützliche Reifenkennlinien und Aussagen über das Reifenverhalten ermitteln.¹⁷ Der gängige Prozess von der Aufnahme der Messdaten bis zur Parametrierung in der Simulationsumgebung ist in Abbildung 4-1 dargestellt.

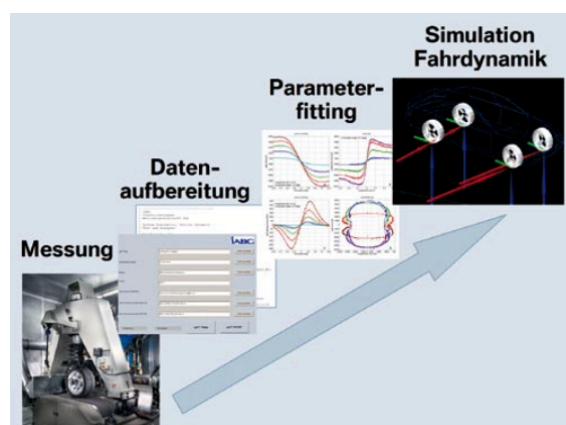


Abbildung 4-1: Datenerzeugung für die Simulation der Reifencharakteristik¹⁸

¹⁷ (Ersoy & Gies, 2017)

¹⁸ (Schmid & Förschl, 2003)

In der Praxis finden Reifenprüfstände mit verschiedenen zu erfassenden Messgrößen Anwendung. So gibt es beispielsweise Rollwiderstandsprüfstände, Steifigkeits-Reifenprüfstände, Hydropuls-Prüfstände und viele mehr. Je nach Anwendungsgebiet, Untersuchungsziel und der Art des Reifens, sprich PKW-, Motorrad-, LKW-Reifen oder Ähnliches, wird der Aufbau des Prüfstands bestimmt.¹⁹ In dieser Arbeit sollen speziell die Reifenprüfstände zur Messung der Reifencharakteristik thematisiert werden. Der Reifenprüfstand misst die Kräfte und Momente des Reifens um alle drei Raumachsen unter verschiedenen Einflüssen, wie Geschwindigkeit, Temperatur, Schräglaufwinkel, Sturz, Radlast, Fahrbahnbeschaffenheit, Reifenfülldruck und weitere. Nachfolgend soll ein kleiner Einblick in die heutzutage gängigen Konzepte und ihre Besonderheiten gegeben werden.

4.1 Außentrommelprüfstand

Grundsätzlich kann in drei Arten von Reifenprüfständen zur Messung von Umfangskraft, Radlast, Seitenkraft und den Momenten unterschieden werden, dem Außentrommel-, Innentrommel- und Flachbandprüfstand. Beim Außentrommelprüfstand wird das Rad durch eine Kinematik, meist ein Aktuator, auf die Trommel gedrückt. Zusätzlich wird das Rad mittels Zahnräder oder Aktuatoren gegenüber der Trommel verdreht, um verschiedene Schräglaufwinkel anzufahren. Auch die Einstellung des Sturzes ist beispielsweise durch einen schwenkbar gelagerten Rahmen realisierbar. Die Kräfte werden über den Rahmen und die Lager abgestützt. Die Kräfte und Momente werden über eine 6-Komponenten-Messnabe gemessen.²⁰ Der Außentrommelprüfstand ist aufgrund seines vergleichbar geringen Bauraums vorteilhaft, beeinflusst jedoch die realitätsnahe Abbildung der Fahrbahn negativ. Das Aufbringen von beispielsweise Korund ist nicht möglich und der Reifenlatsch wird durch den vergleichbar kleineren Krümmungsradius einer Außentrommel verkleinert. Ein solcher Außentrommelprüfstand ist in Abbildung 4-2 zu sehen.

¹⁹ (fka, 2023)

²⁰ (Zwosta, 2016)

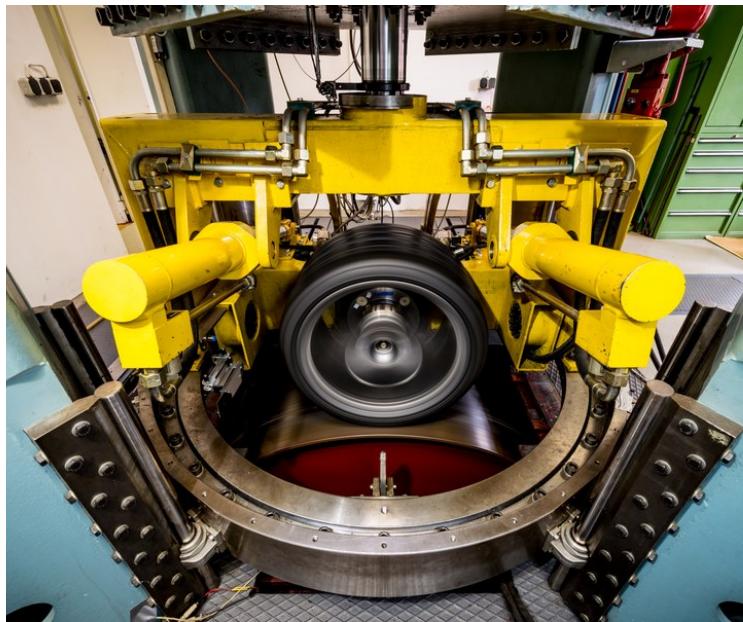


Abbildung 4-2: Außentrommelprüfstand der TU Dresden²¹

4.2 Innentrommelprüfstand

Weitaus größer fällt in der Regel Innentrommelprüfstand aus. Der Innentrommelprüfstand bietet den Vorteil, dass verschiedene Fahrbahnzustände abgebildet werden können. Begünstigt durch die Fliehkräfte können verschiedene Streckenbeläge variiert und mit Wasser oder Schnee bedeckt werden. Dennoch fordert ein Innentrommelprüfstand im Vergleich zum Außentrommelprüfstand viel Platz. Abbildung 4-3 zeigt den Innentrommelprüfstand vom Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Hierbei wird das Rad über einen Mehrachskeinematik, bestehend aus sechs Aktuatoren (Hexapod), auf eine angetriebene Trommel gepresst. Der Prüfstand zeichnet sich besonders durch seine hohe Anpassungsfähigkeit auf verschiedene Reifenarten und montierbaren Achsen aus, die durch den Hexapod und die gelenkig angebundene Antriebswelle ermöglicht werden.²²

²¹ (Zwosta, 2016)

²² (Institut für Fahrzeugsystemtechnik, kein Datum)

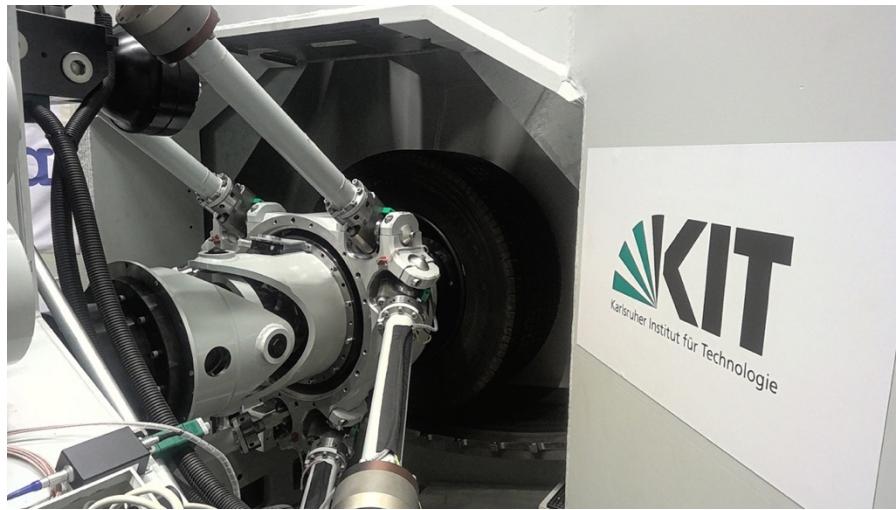


Abbildung 4-3: Innentrommelprüfstand KIT²³

4.3 Flachbandprüfstand

Für eine realitätsnähere Erfassung der Reibung zwischen Fahrbahn und Reifen werden Flachbandprüfstände verwendet. Sie ermöglichen eine größeren Latsch des Reifens gegenüber Innen- und Außentrommelprüfständen und können mit verschiedenen Oberflächenrauigkeiten und -beschichtungen ausgestattet werden. Schwierigkeiten ergeben sich bei der Spannung des Flachbandes zwischen den Rollen (siehe Abbildung 4-4). Um eine ebene Aufstandsfläche zu erzeugen, werden oftmals hydrodynamische Wasserlager oder Luftpolster verwendet, weshalb die Kosten für einen Flachbandprüfstand meist höher, als für die Trommelprüfstände ausfallen.²⁴ Beim Reifenprüfstand von MTS wird das Flachband elektrisch angetrieben. Ein drehbar gelagerter Aktuator regelt die Radlast. Durch einen weiteren horizontal angeordneten Aktuator kann die gesamte Einheit verdreht und so das Rad gelenkt werden. Um das System stürzen zu können, ist der gesamte Stützrahmen gelenkig an einem festen Grundrahmen befestigt. Der Prüfstand kann Schräglauwinkel von $\pm 12^\circ$ und Sturzwinkel von $\pm 10^\circ$ anfahren. In der Realität werden am Fahrzeug meist nicht mehr als 12° Schräglauwinkel erreicht.²⁵ Belastungen von $\pm 18\text{kN}$ in Längs-, $\pm 20\text{kN}$ in Quer- und $\pm 25\text{kn}$ in Vertikalrichtung können aufgenommen werden. Mit Antriebsmomenten von bis $\pm 6000 \text{ Nm}$ können maximal erreichbare Geschwindigkeit von rund 250 km/h erreicht werden.²⁶

²³ (Institut für Fahrzeugsystemtechnik, kein Datum)

²⁴ (Schmid & Förschl, 2003)

²⁵ (Ersoy & Gies, 2017)

²⁶ (fka, 2023)

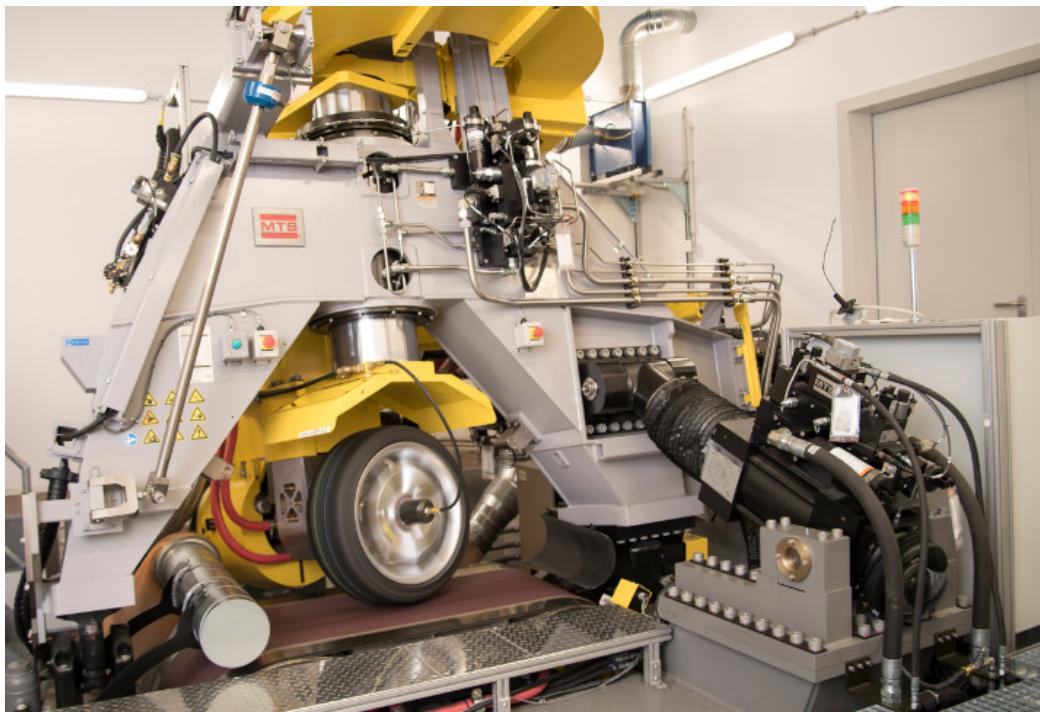


Abbildung 4-4: Flachbandprüfstand MTS Flat Trac IV CT plus²⁷

²⁷ (fka, 2023)

5 Konzeptphase

Zur systematischen Entwicklung des technischen Systems Radaufhängungskinematik eines Reifenprüfstands werden in dieser konstruktiven Arbeit ausgewählte Methoden und Prozesse der VDI-Richtlinien 2221 und 2222 angewendet (vgl. Kapitel 3.2). In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Konzeptphase erläutert.

5.1 Anforderungen

Die Arbeit behandelt mit der Radaufhängungskinematik nur ein Teilsystem des zu entwickelnden Reifenprüfstands. Ziel ist die Entwicklung einer Kinematik, die es erlaubt das Rad präzise zu lenken, zu stürzen und mit einer Radlast zu beaufschlagen. Dabei sollen die am Rad auftretenden Kräfte und Momente von der Radaufhängung abgestützt und in Abhängigkeit der Geschwindigkeit, dem Schräglaufwinkel und dem Sturzwinkel mittels Messtechnik gemessen werden. Weiter soll darauf geachtet werden, dass zu einem späteren Zeitpunkt der Antrieb des Rades problemlos integriert werden kann. Auch die Art der Fahrbahn nachbildung bleibt vorerst ungeachtet und soll unabhängig von der Kinematik gewählt werden können. Für reproduzierbare und hinreichend genaue Messergebnisse ist zusätzlich eine geeignete Radlagerung nötig, um das Spiel gering zu halten (siehe Kapitel 3.3). Die genauen Anforderungen an das System können Abbildung 5-1 entnommen werden. Die Anforderungen werden in Fest- und Wunschanforderung unterteilt. Die Festanforderungen gilt es in jedem Fall zu erfüllen. Die Erfüllung der Wunschanforderungen werden angestrebt, sind jedoch nicht zwingend notwendig. Der Erfüllungsgrad der Anforderungen ist durch einen Farbcde dargestellt.

Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg - Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau			Anforderungsliste Achskinematik Reifenprüfstand 1:8		SoSe23 Joshua Borrs
Gliederungsteil			Anforderungsteil		Klassifizierung
Kategorie	Nr.	Merkmal	Nahere Spezifikation	Beschreibung der Anforderung	Anforderungsart
Anwendungsbereich	1.1	Zweck	-	Kinematik passend für Messprüfstand zur Erstellung von Reifenkennlinien eines 1:8 Fahrzeugs	F
	1.2	Prüfobjekt	-	Rad-Reifen-Kombination eines RC-Fahrzeugs im Maßstab 1:8 (Durchmesser = ca. 100 mm)	F
Funktionen	2.1	Kinematik	-	Rad muss gelenkt, gestürzt, (angetrieben) und mit einer Radlast beaufschlagt werden können	F
	2.2	Kinetik	-	Abstützen der auftretenden Kräfte und Momente	F
	2.3	Messsensorik	-	Messung der Seitenführungskraft, des Rückstellmoments, der Radlast, des Schräglaufwinkels, des Sturzes	F
	2.4	Steuerung und Regelung	-	Steuerung über dSpace DS1104 Controller Bord	W
	2.5	Radaufnahme	-	Geeignete spielreduzierte/-freie Lagerung des Rades ermöglichen	F
Zuverlässigkeit	3.1	Reproduzierbarkeit	-	Der Prüfstand soll reproduzierbare Ergebnisse liefern	W
	3.2	Temperaturbeständigkeit	Minus 10°C bis plus 50°C	Prüfstand soll verschiedenen Temperaturbedingungen ausgesetzt werden können	F
Kosten	4.1	Kosten		So günstig, wie möglich	W
Erweiterbarkeit	5.1	Bauraum	-	Bauraum für spätere Antriebswelle berücksichtigen	F
	5.2		-	Bauraum für spätere <u>beliebige</u> Trommel/Flachband berücksichtigen	F
	5.3	Modularität	-	Modulare, abnehmbare und verschiebbare Anbindung der Achskinematik für Befestigung an neuer Grundplatte vorsehen	W
	5.4	Dokumentation	-	Dokumentation und CAD-Modell anfertigen	F
Sicherheit	6.1	Elektrik	-	Stromschlag verhindern	W
	6.2	Mechanik	-	Einklemmen von Körperteilen verhindern	W
		Erfüllt			
		Voraussetzungen geschaffen			
		Teilweise erfüllt			
		Nicht erfüllt			

Abbildung 5-1: Anforderungsliste

5.2 Einführung der Koordinatensysteme

Zu Beginn werden zwei Koordinatensysteme eingeführt (siehe Abbildung 5-2). Das ortsfeste globale Koordinatensystem hat seinen Ursprung im Latschmittelpunkt des Reifens. Außerdem wird ein weiteres Koordinatensystem mit dem Ursprung im Radmittelpunkt eingeführt.

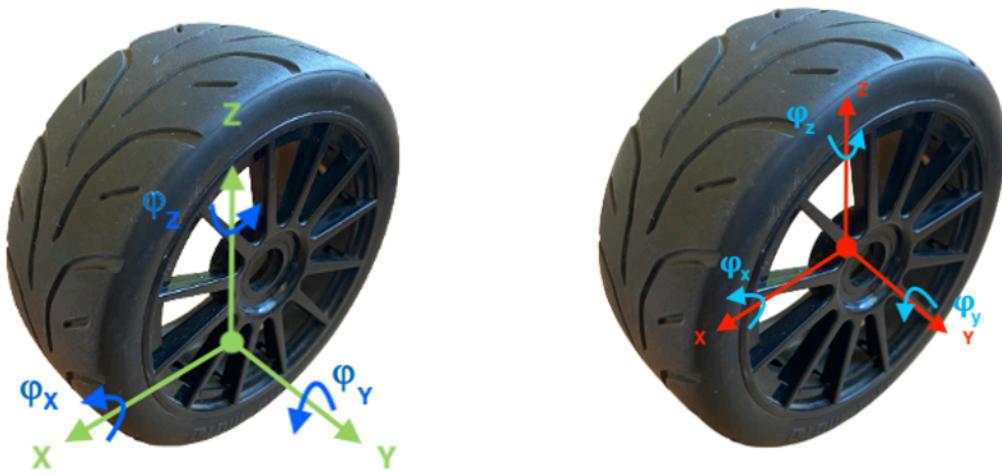


Abbildung 5-2: Globales KOS (links), lokales Radkoordinatensystem (rechts)

5.3 Annahmen und Randbedingungen

Um möglichst geeignete Entwürfe auszuarbeiten, werden am Anfang einige Randbedingungen und Annahmen getroffen. Ziel der Radaufhängungskinematik ist die Aufnahme aller auftretenden Kräfte und Momente. Das Rad soll gegenüber dem Radträger nur einen Freiheitsgrad ($\varphi_{y,R}$) um seine eigene Achse besitzen. Der Index R verweist auf die Verwendung des radbezogenen Koordinatensystems (vgl. Kapitel 5.2). Im Folgenden sollen auch die geführten bzw. kontrollierten Bewegungen, die der Radträger gegenüber dem Aufbau durch das Stürzen (φ_x), Lenken (φ_z) und Beladen des Rades (z) mit einer Kraft tätigt, ebenfalls als Freiheitsgrade bezeichnet werden. Weiterhin wird zur Vereinfachung der anstehenden Berechnungen die Annahme getroffen, dass alle Kräfte im Radaufstandspunkt angreifen, wobei dies nicht der Realität entspricht, da die dynamischen Einflüsse den Kraftangriffspunkt verschieben (vgl. Kapitel 3.1).

Bei der Ausarbeitung der Entwürfe sollen die Wirk- und Drehachsen möglichst in den Radaufstandspunkt gelegt werden, um gegenseitige Beeinflussungen der Bewegungen und Ungenauigkeiten zu reduzieren. Um die Elastizitäten des Reifenprüfstands klein zu halten, sollen die tragenden Strukturen eine sehr hohe Steifigkeit aufweisen. Bei der Berechnung werden diese als starre Körper angenommen. Konstruktive Grundsätze, wie beispielsweise möglichst kleine Hebelarme, sollen ebenfalls berücksichtigt werden.

5.4 Funktionsstruktur

Um einen besseren Überblick darüber zu schaffen, welche Funktionen die Radaufhängungskinematik zu erfüllen hat, wird eine Funktionsstruktur erstellt. Sie bricht das System in Teifunktionen herunter und dient als Grundlage für den morphologischen Kasten (siehe Kapitel 5.5). Da die Ansteuerung des Rades nur ein Teil des gesamten Reifenprüfstands umfasst, ist die Funktionsstruktur ebenfalls lediglich ein Ausschnitt mit denen für die Arbeit relevanten Funktionen. Die Funktionsstruktur ist in Abbildung 5-3 dargestellt.

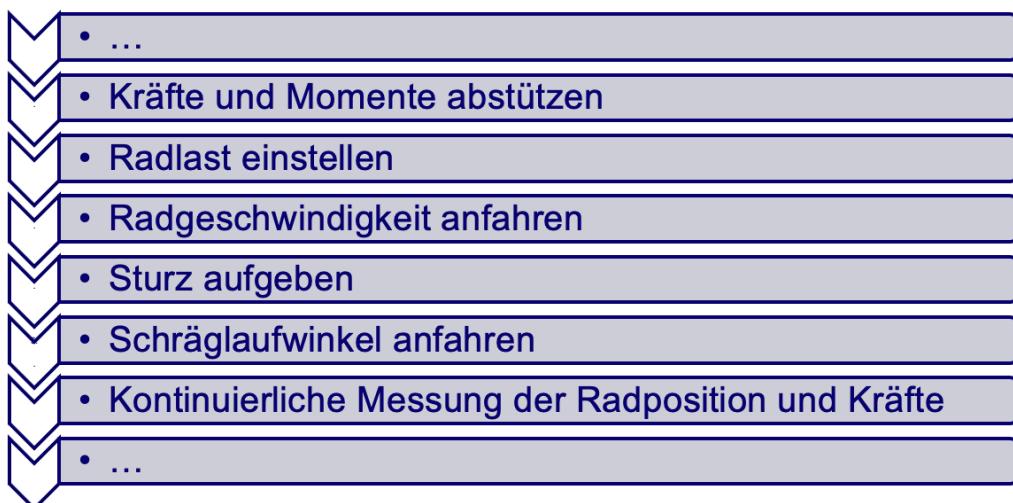


Abbildung 5-3: Funktionsstruktur

5.5 Morphologischer Kasten

Um die in Kapitel 5.4 definierten Funktionen technisch umsetzen zu können, sind geeignete Lösungen nötig. Die Ideen sind das Ergebnis eigener Erfahrungen und intensiver Recherche. Der morphologische Kasten ordnet jeder Teifunktion mehrere Lösungsideen zu. Teifunktionen stehen in der ersten Spalte. Die dazu passenden

Lösungsmöglichkeiten werden in den Spalten der jeweiligen Zeile aufgelistet (siehe Abbildung 5-4) und mit Worten bzw. Skizzen näher beschrieben. Diese Zusammenstellung ermöglicht verschiedene Lösungskombinationen, aus denen sich dann verschiedene Gesamtentwürfe ableiten lassen. Anzumerken ist, dass die Messung der Kräfte und der Radposition im morphologischen Kasten vorerst nicht mit aufgenommen werden, da der Fokus hier auf die Kinematik an sich gelegt werden soll.

Teilfunktionen	Teillösungen							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Radlast einstellen	Aktuator + Direktverbindung	Aktuator + Linearführung	Horizontal 2 Aktuatoren	Hexapod				
Sturz einstellen	Aktuator + Stößel	Steppermotor	Aktuator + Kniehebel	Schrittmotor mit Zahnrad	Hexapod			
Schräglaufwinkel einstellen	Schrittmotor	Aktuator + Lenkstange	Kurbeltrieb	Gelenkgig gelagerter Aktuator				
Rad drehen	Radlager			Motor + großes Zahnrad	Hexapod	Schrittmotor (mit Zahnrad)		
Kräfte & Momente abstützen	Stäbe / Lenker	Balken- / Rahmentragwerke	Schraubverbindungen	Schweißverbindungen	Lage sämtlicher Art (Kugellager, Gleitlager)	Gelenke		

Abbildung 5-4: Morphologischer Kasten

5.6 Konzeptentwürfe

In diesem Kapitel werden die aus dem morphologischen Kasten abgeleiteten Entwürfe dargestellt. Das prinzipielle Vorgehen ist bei allen Entwürfen dasselbe. Als Ausgangssituation dient ein fest montiertes Rad. Es wird Schritt für Schritt ein Freiheitsgrad geöffnet, um eine Funktion, wie etwa das Verfahren des Rades in z-Richtung, zu ermöglichen. Gleichzeitig muss gewährleistet werden, dass die dadurch entstehenden Kräfte und Momente von Bauteilen aufgenommen werden. Angemerkt sei, dass es sich bei den nachstehenden Entwürfen lediglich um Skizzen handelt, die das Wirkprinzip des Konzepts verdeutlichen sollen. Dies sind keine vollständig ausgearbeiteten Systeme. Erst bei der Ausarbeitung des finalen Entwurfs geht es dann um die Optimierung des Konzepts hinsichtlich Dimensionen, Kraftfluss, Hebelarme, Versteifungselemente, Bauraum und anderer Aspekte. Insgesamt sind sechs Entwürfe vorhanden, die nachfolgend vorgestellt werden.

5.6.1 Entwurf 1

Der erste Entwurf ist in Abbildung 5-5 dargestellt und beinhaltet ein über ein Radlager frei drehbar gelagertes Rad und ermöglicht damit die Drehung um die eigene Achse ($\varphi_{y,R}$). Jeder Entwurf enthält eine Radlagerung, weshalb diese im weiteren Verlauf nicht mehr explizit aufgeführt wird. Die Radlast (z) wird über einen Aktuator (AK1) erzeugt, der an einem Rahmen befestigt ist. Die dabei entstehenden Kräfte F_z werden über den Rahmen, die Stützlager und einer am Boden fixierten Kugellagerung aufgenommen. Linearführungen ermöglichen die Bewegung in z-Richtung und nehmen die Momente um die Längsachse des Aktuators auf. Um das Rad stürzen zu können (φ_x), wird der gesamte Rahmen über einen weiteren Aktuator (AK2) geschwenkt. Die Momente um x nimmt der Aktuator (AK2) zusammen mit den Stehlagern auf und stützt diese an der Kugellagerung ab. Um verschiedene Schräglaufwinkel zu realisieren, wird der gesamte Rahmen drehbar gelagert und wird über ein Zahnrad und beispielsweise ein Schneckengetriebe von einem Schrittmotor angetrieben. Der Motor nimmt die Momente um z auf, die anderen Kräfte und Momente müssen am Ende von der Lagerung aufgenommen werden. Die gesamten Skizzen zu den Entwürfen sind im Anhang A zu finden. Vorteil dieses Konzepts ist die Entkopplung der Sturz und Lenkbewegungen des Rades. Außerdem verlaufen alle Drehachsen durch den Radmittelpunkt. Dennoch sind die aufwendige Lagerung und die Staubanfälligkeit bei dieser Konstruktion nachteilig.

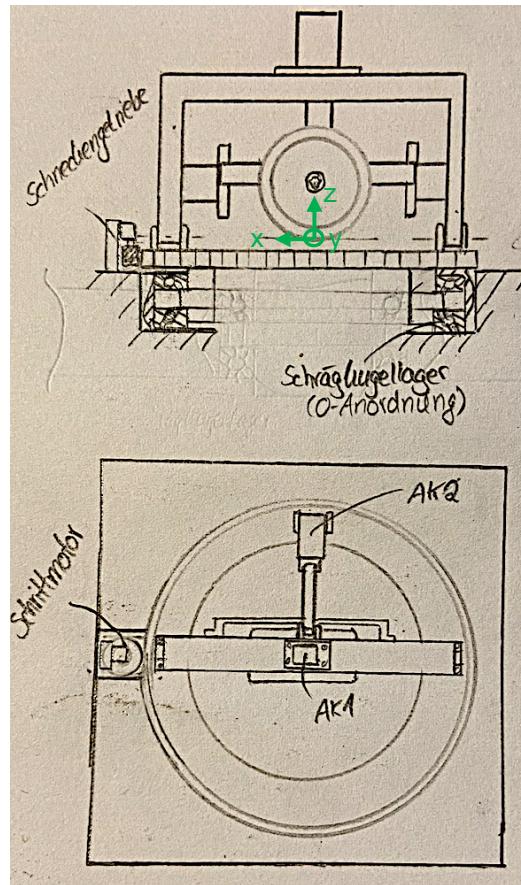


Abbildung 5-5: Entwurf 1

5.6.2 Entwurf 2.1

Der Entwurf 2 gliedert sich aufgrund seiner Vorteile, auf die zu einem späteren Zeitpunkt noch einmal näher eingegangen wird, in vier Unterentwürfe. Der Entwurf 2.1 (siehe Abbildung 5-6) beinhaltet sechs Aktuatoren, die alle Kräfte (F_x, F_y, F_z) und Momente (M_x, M_y, M_z) aufnehmen und an einem Balken abstützen. Die Konstruktion erfordert eine aufwendige Programmierung, da die Bewegung eines Aktuators die Bewegung aller anderen Aktuatoren beeinflusst. Dies bietet jedoch gleichzeitig den Vorteil, dass hiermit eine gute Fehlerkompensation möglich ist, da in jeder Stellung sehr präzise und mit einer hohen Wiederholgenauigkeit die Drehachsen nahezu beliebig programmiert werden können. Zudem sind im Vergleich zu anderen Entwürfen nur wenig Bauteile notwendig.

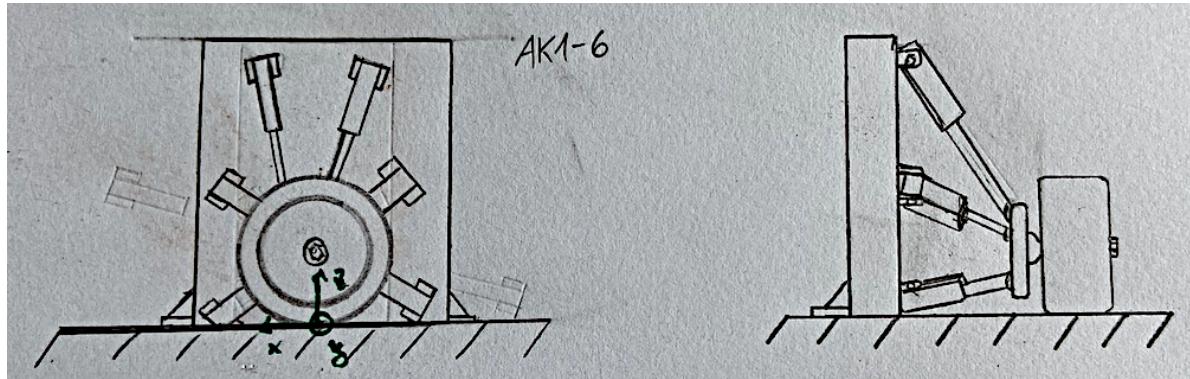


Abbildung 5-6: Entwurf 2.1

5.6.3 Entwurf 2.2

Der Entwurf 2.2 ähnelt sehr stark dem Entwurf 2.1. Der Unterschied liegt in der Anordnung der Aktuatoren (siehe Abbildung 5-7). Hierbei werden die Aktuatoren AK1 und AK2 in z-Richtung angeordnet, um die Wirkrichtung der Aktuatoren effizienter in Richtung der Radlast zu legen. Die Aktuatoren AK3 und AK4, sowie AK5 und AK6 bilden jeweils das Prinzip eines aufgelösten Dreieckslenkers nach, die es ermöglichen die Drehachse in Konstruktionslage in den Radaufstandspunkt zu legen.

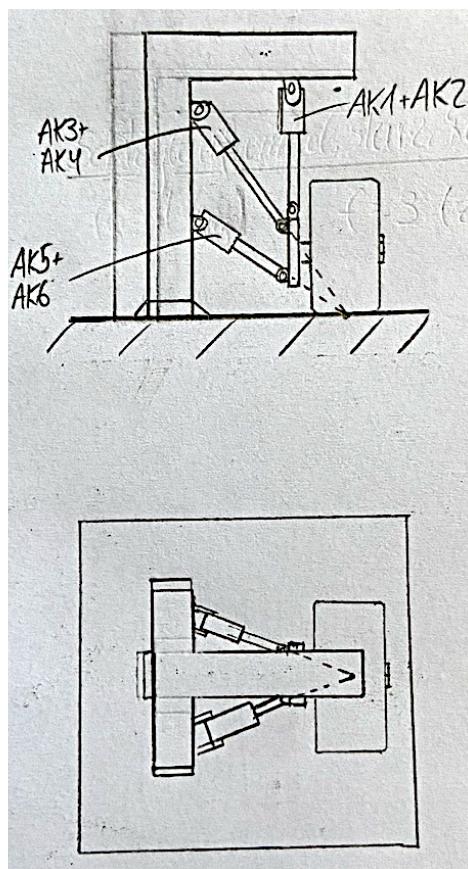


Abbildung 5-7: Entwurf 2.2

5.6.4 Entwurf 2.3

Das nächste Konzept 2.3 greift die Idee auf, die vertikale Bewegung des Rades von den Bewegungen der anderen Aktuatoren zu entkoppeln. Dazu werden die Aktuatoren AK3, AK4, AK5 und AK6 auf einen Gleitschitten montiert, welcher durch zwei Aktuatoren vertikal verfahren werden kann (siehe Abbildung 5-8). Dieser Aufbau vereinfacht zwar die Programmierung und die Anbindung der Aktuatoren AK1 und AK2, verkompliziert jedoch gleichzeitig den Aufbau, aufgrund einer höheren Anzahl an benötigten Komponenten.

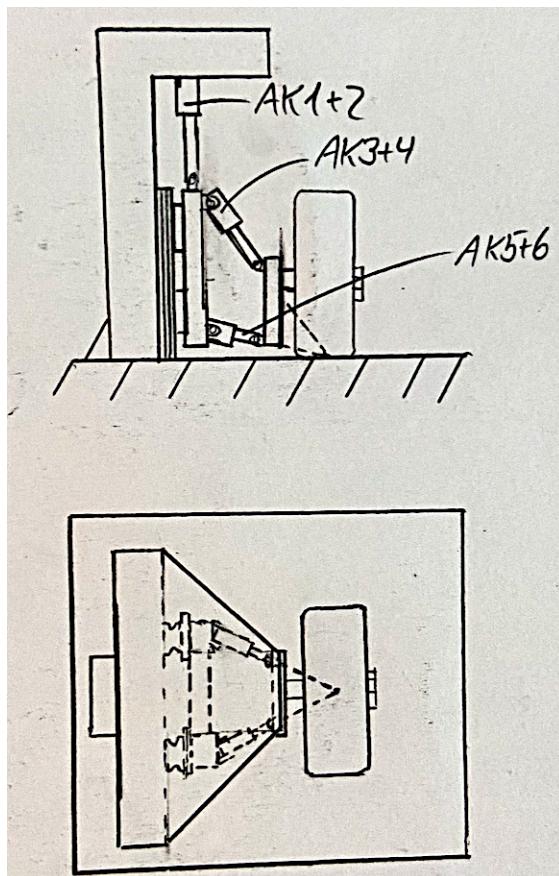


Abbildung 5-8: Entwurf 2.3

5.6.5 Entwurf 2.4

Bei der Überlegung sechs Aktuatoren zu nutzen, soll vollständigerweise auch ein sechsachsiger Roboterarm, wie er in der Industrie zum Einsatz kommt, betrachtet werden. Abbildung 5-9 zeigt einen solchen beispielhaften 6-Achsen-Miniroboter. Vorteil dieses Entwurfs ist die Vereinigung aller Aktuatoren in einem Kaufteil und ein hoher Freiheitsgrad an Bewegungsmöglichkeiten mit hoher Verfahrgenauigkeit. Jedoch weisen 6-Achsen-Miniroboter in Größenordnungen, die hier von Interesse sind, nur sehr geringe

Nutzlasten von etwa paar hundert Gramm auf und sind verglichen mit den anderen Konzepten sehr teuer.²⁸



Abbildung 5-9: Nyrio NED2 Roboterarm²⁹

5.6.6 Entwurf 3

Im nächsten Entwurf wird der Radträger über einen Aktuator vertikal verfahren (siehe Abbildung 5-11). Analog zum Entwurf 1 (vgl. Kapitel 5.6.1) kann der Sturzwinkel des Rades mit einem Aktuator und einem Schwenkrahm erzeugt werden. Der Unterschied liegt in der Kinematik zum Verdrehen des Rades um die Hochachse. Hierzu wird der Aktuator AK1 mit z.B. einer Kegelrollenlagerung drehbar im Stützrahmen gelagert. Um eine Torsionsbelastung des Aktuators AK1 zu vermeiden, werden zwei Linearführungen hinzugefügt. Die Drehbewegung wird durch einen weiteren Aktuator (AK3) hervorgerufen, der über einen Zapfen einen Teller verdreht. Als Alternative ist auch eine Ansteuerung über einen Motor zur Erzeugung der Drehbewegung möglich, wie in Abbildung 5-10 angedeutet ist. Auch bei diesem Konzept können alle Drehachsen durch den Radaufstandspunkt gelegt werden, ohne dass die Aktuatoren direkt voneinander abhängig sind. Neben der Komplexität der Lagerungen sind auch bei diesem Konzept viele Bauteile notwendig.

²⁸ (Generation Robots, 2023)

²⁹ (Generation Robots, 2023)

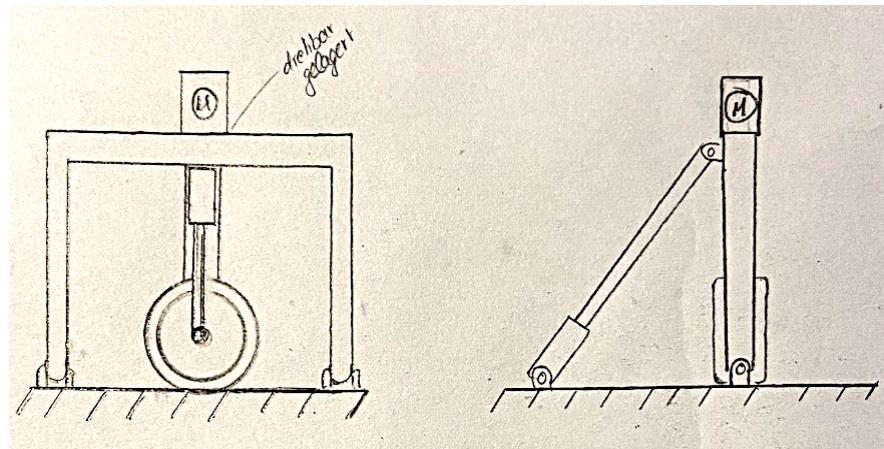


Abbildung 5-10: Modifikation des Entwurfs 3

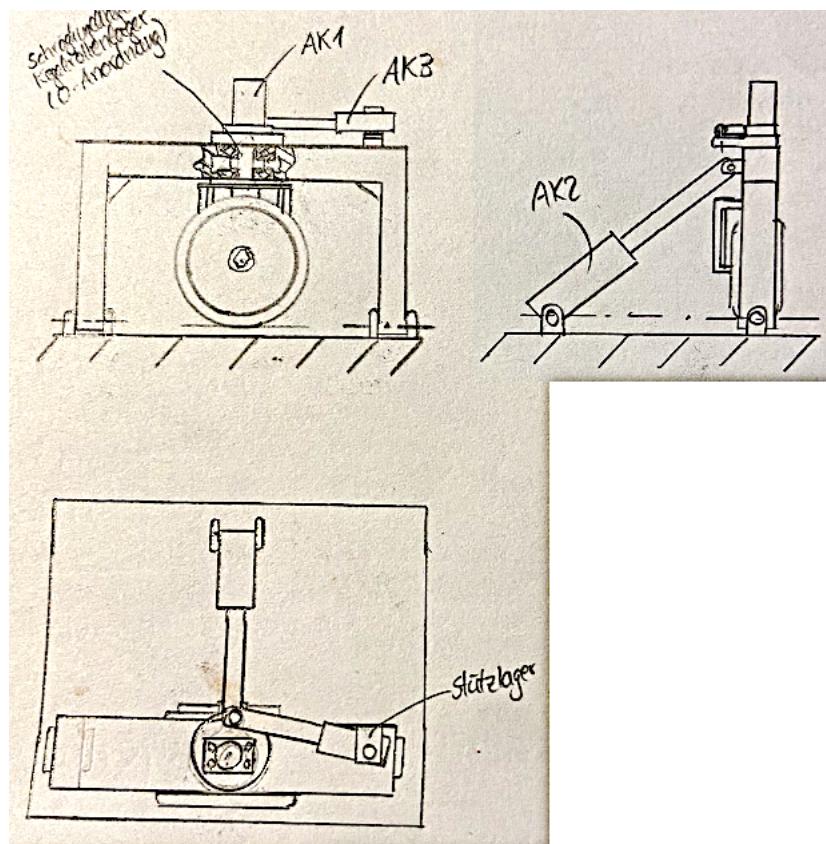


Abbildung 5-11: Entwurf 3

5.7 Konzeptauswahl

Nach Abwägung der Vor- und Nachteile der zuvor dargestellten Entwürfe, wird sich für eine Kombination aus Entwurf 2.1 und 2.2 entschieden. Um den Umfang der Arbeit zu begrenzen, wird an dieser Stelle auf eine analytische Entscheidungshilfe, wie beispielsweise eine Nutzwertanalyse, verzichtet.

Es soll ein Hexapod verwendet werden, sprich sechs Aktuatoren, die die gewünschten Radpositionen anfahren. Die Anordnung ähnelt einer Fünflenkerachse (vgl. Kapitel 3.1) bzw. einer Doppelquerlenkerachse mit aufgelösten Dreieckslenker. Diese Lösung bietet den großen Vorteil, dass die Lage der Drechachsen durch die Aktuatoren, bzw. die Lage der Gelenkpunkte, festgelegt werden können. Grundsätzlich soll bei der Anordnung der Aktuatoren darauf geachtet werden, dass die Aktuatoren nur auf Zug und Druck beansprucht werden. Zu großes Spiel, seitliche, sowie exzentrische Belastungen, Biegung und Torsion führen zu Reibung, unzulässigen Beanspruchungen und reduzieren damit die Lebensdauer. Dies gilt es zu verhindern. Daher sollen die Anbindungspunkte der Aktuatoren an Rahmen und Radträger kugelgelagert sein.

6 Detaillierungsphase

In der Detaillierungsphase wird der ausgewählte Entwurf gründlich ausgearbeitet. Zu Beginn werden durch einen iterativen Prozess eine geeignete Anordnung der Aktuatoren ermittelt und geeignete Messtechnik ausgewählt. Auf Basis dessen wird ein Vorentwurf erstellt, der im weiteren Verlauf in Kapitel 7 durch Berechnungen optimiert wird.

6.1 Auswahl und Anordnung der Aktuatoren

Um für das vorliegende System möglichst geeignete Linearaktuatoren auszuwählen, sind verschiedene Aspekte, wie die Art, die Anordnung und die aufzubringende Kraft der Aktuatoren entscheidend. Bei der Auswahl der Art der Aktuatoren wird sich für elektrische Linearaktuatoren entschieden, da diese im Gegensatz zu pneumatischen oder hydraulischen Aktuatoren keine zusätzlichen Aggregate, Leitungen und Wartungen benötigen. Außerdem gibt es keine Probleme mit Leckagen, der Energieverbrauch ist geringer und sie ermöglichen eine präzisere Ansteuerung, was für den Reifenprüfstand ebenfalls von Vorteil ist. Auch ist die Beschaffung elektrischer Aktuatoren in einem kleinen Maßstab, wie hier gefordert, deutlich einfacher und kostengünstiger.³⁰ Um passende Kaufteile bestimmen zu können, müssen im ersten Schritt die maximal am Rad abzustützenden Vertikalkräfte, Seiten- und Umfangskräfte überschlägig ermittelt werden. Sind diese Werte und die Anordnung der Aktuatoren bekannt, können mit Hilfe der Simulation in Kapitel 6.1.2 Orientierungswerte für die Last eines einzelnen Aktuators bestimmt werden.

6.1.1 Überschlägige Berechnung der Reifenkräfte

Ziel der überschlägigen Berechnung ist es, einen Orientierungswert der Kraft zu ermitteln, welche maximal am Reifen auftreten können. Eine Skalierung der Kräfte am Rad über den Maßstab (1:8) mit den Kräften von einem realen Straßenfahrzeug ist nicht möglich, da skaliert zu den Abmaßen das Fahrzeuggewicht des RC-Fahrzeugs deutlich geringer ist (vgl. Kapitel 3.3). Daher sollen die Kräfte nachfolgend abgeschätzt werden. Zur Ermittlung der maximalen Radlast wird das Fahrzeuggewicht benötigt. Das im AUDEx-Labor der HAW Hamburg vorliegende Fahrzeug wiegt 3,81 kg. Das Fahrzeug ist aufgrund

³⁰ (Thomson, 2021)

einiger Add-Ons, wie Mikrocontroller, 3D-gedruckter Teile und hinzugefügten mechatronischen Systemen, etwas schwerer als das Originalfahrzeug (vgl. Kapitel 3.3). Um weitere Sensoren und Bauteile zukünftiger Projekte zu berücksichtigen, wird als Fahrzeugmasse m_{ges} 4 kg angenommen. Die genaue Achslastverteilung kann mit Hilfe einer Waage ermittelt werden. Da das Fahrzeug zum Zeitpunkt der Berechnung nicht mehr zugänglich war, wird eine Radlastverteilung von 70/30 (Vorderachse (X_{VA}) /Hinterachse (X_{HA})) angenommen. Mit Gleichung 6.1 berechnet sich die Achslast $m_{Achse,max}$ zu:

$$m_{Achse,max} = m_{ges} * X_{VA} = 4 \text{ kg} * 0,7 = 2,8 \text{ kg} \quad 6.1$$

Daraus ergibt sich mit Gleichung 6.2 und der Erdbeschleunigung g die Radlast pro Rad F_z :

$$F_z = m_{Achse,max} * g = 2,8 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2 = 14 \text{ N} \quad 6.2$$

Um laterale Radlastdifferenzen durch dynamische Einflüsse und kritische Fälle, wie beispielsweise das Abheben eines Rades zu berücksichtigen, wird pauschal mit der doppelten Radlast weitergerechnet, sprich $F_{z,max}$ ist 28 N.

Zur Berechnung der maximalen Seitenkraft ist ein maximal zu erreichender Haftbeiwert bzw. Kraftschlussbeiwert μ nötig. Für einen warmen Reifen auf trockener Fahrbahn kann dieser mit $\mu_h = 1,2$ angenommen werden.³¹ Die maximale Seitenkraft $F_{y,max}$ nach Gleichung 6.3³² beträgt näherungsweise:

$$F_{y,max} = \mu_h * F_z = 1,2 * 28 \text{ N} = 34 \text{ N} \quad 6.3$$

Die Längskraft F_x kann ebenfalls maximal 34 N werden (vgl. Gleichung 6.3), wobei sich die übertragbaren Längs- und Seitenkräfte gegenseitig beeinflussen (siehe Gleichung 6.4). Nach Kamm ist nämlich die Bedingung für Rollen³³:

³¹ (Mitschke & Wallentowitz, 2015)

³² (Ersoy & Gies, 2017)

³³ (Mitschke & Wallentowitz, 2015)

$$\|F_x\|^2 + \|F_y\|^2 \leq \mu h * \|F_z\|$$

6.4

Es werden deutlich höhere Seitenkräfte, als Längskräfte erwartet, da das Rad im stationär rollenden Zustand gemessen werden soll. Auch wenn die Betriebszustände, in denen die einzelnen maximalen Kraftwerte auftreten, bei der Messung vermutlich nie erreicht werden, soll die Radaufhängung diesen Kräften standhalten können.

6.1.2 Berechnungsskript und Simulation in MATLAB

Um eine möglichst effiziente Ansteuerung des Rades durch die Aktuatoren zu erschaffen, soll mittels der Berechnungs- und Programmierungssoftware MATLAB ein Modell erstellt werden, mit Hilfe dessen eine möglichst günstige Einbaurage der Aktuatoren ermittelt werden kann. Dabei gilt es herauszufinden, in welcher Anordnung möglichst viel der aufgebrachten Kraft der Aktuatoren auch derart am Rad ankommt, dass die am Rad auftretenden Kräfte abgestützt werden können. Das Berechnungsskript wird in der Software MATLAB Version 2023b der Firma MathWorks erstellt. Die Berechnung der einzelnen Kräfte am Aktuator bei vorgegebenen Radlasten, Seitenkräften und Umfangskräften am Rad ist nicht eindeutig lösbar. Es gibt mehrere Lösungen und der Fall muss numerisch gelöst werden. Um den Rechenaufwand in einem vertretbaren Maß zu begrenzen, wird in dieser Arbeit eine Analyse rückwärts durchgeführt. Das Programm liest die vom Benutzer eingegebenen Kräfte der Aktuatoren ein und ermittelt daraus für definierte Schräglaufl- und Sturzwerte die am Radträger abstützbaren Kräfte. Da die Aktuatoren kugelgelagert sind und nur Kräfte übertragen werden können, werden die am Radträger angreifenden Momente nicht weiter untersucht. Aus Umfangsgründen soll das Skript in dieser Arbeit nicht in jeder Einzelheit erläutert werden. Das gesamte Skript ist im Anhang B zu finden Dennoch wird das Vorgehen erläutert. Zu Beginn wird in MATLAB nachfolgende Grundkonfiguration mittels Vektoren aufgebaut (siehe Abbildung 6-1).

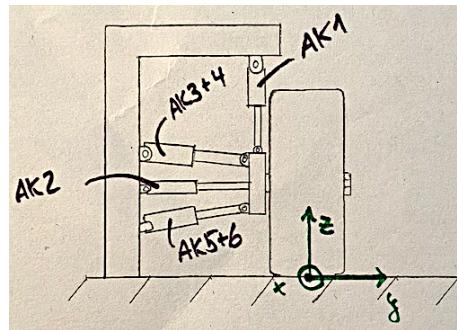


Abbildung 6-1: Grundkonfiguration des Simulationsmodells

Dabei werden nur die Anbindungspunkte oder auch Gelenkpunkte der Aktuatoren an Rahmen und Radträger, sowie die Aktuatoren, als gerade Linien, dargestellt, um die Rechenzeit zu verkürzen. Insgesamt werden vier Konfigurationen analysiert. Die Maße für den Radträger werden basierend auf die gegebene Reifengröße vorerst mit 60x60 mm angenommen (vgl. Kapitel 3.3). Die Maße und Koordinaten der Gelenkpunkte dieser Konzepte repräsentieren im ersten Schritt lediglich abgeschätzte Dimensionen, um die unterschiedlichen Effekte der Konzepte zu verdeutlichen. In Kapitel 7 wird dann mit den Maßen und Werten der ausgewählten Aktuatoren gerechnet. Zur Untersuchung der Anordnung der Aktuatoren werden die vier nachfolgenden Konzepte in Abbildung 6-2 verglichen. Die blauen Punkte stellen die ortsfesten Gelenkanbindungspunkte an den Rahmen und die roten Punkte, die Gelenkanbindungspunkte an den Radträger dar.

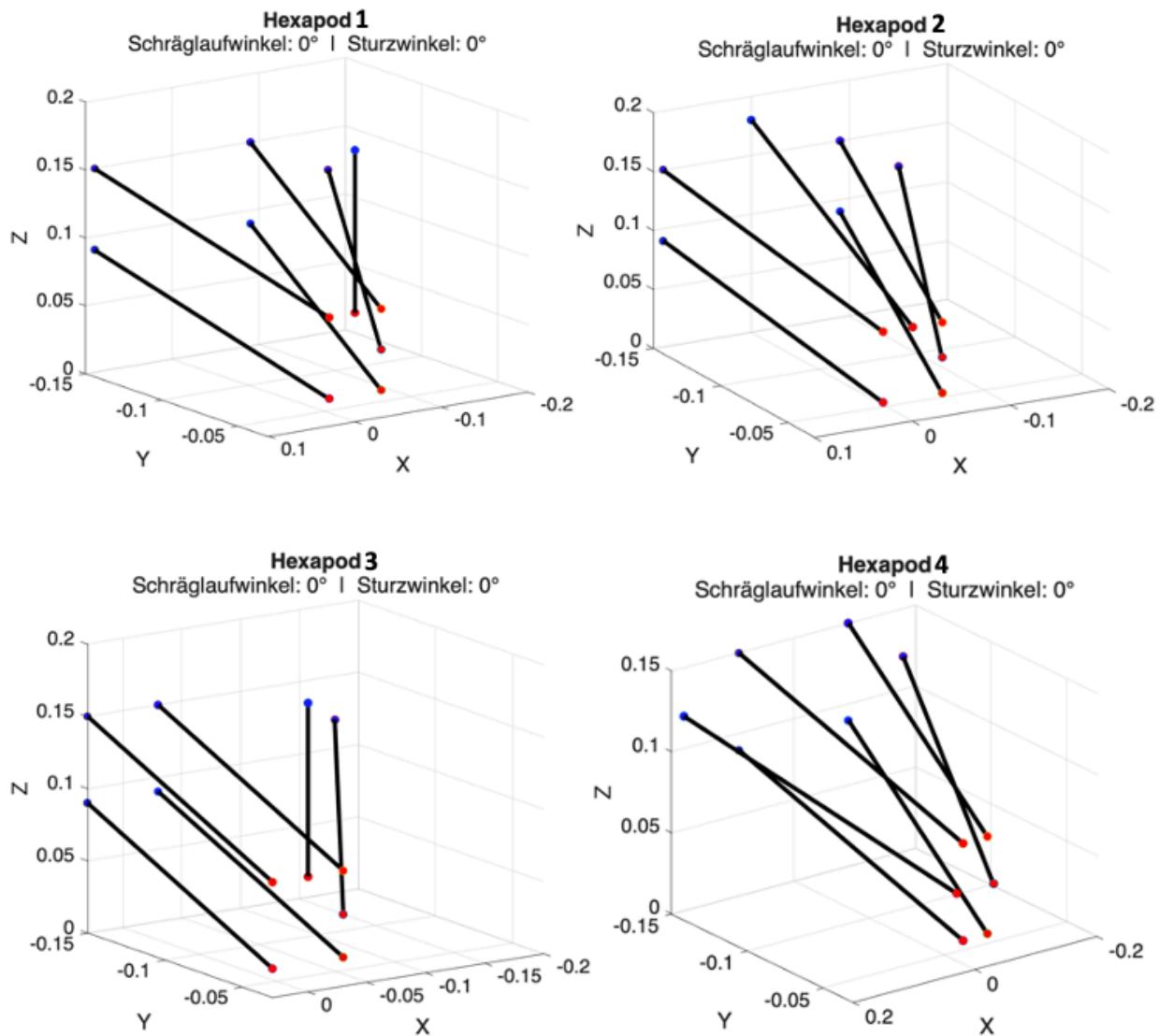


Abbildung 6-2: Hexapod-Modelle in Matlab

Das Konzept 1 in Abbildung 6-2 repräsentiert eine Achsaufhängung, wobei die Aktuatoren zwei aufgelöste Dreieckslenker, eine Spurstange und das Feder-Dämpfer-Bein ersetzen. Das zweite Konzept ist ähnlich zum ersten Konzept, mit dem Unterschied, dass der Aktuator 1 (vgl. Abbildung 6-1) nun seitlich angebunden ist. Das dritte Konzept gleicht dem Hexapod 1, wobei die aufgelösten Dreieckslenker durch parallele Lenker ersetzt werden. Mit dem vierten Konzept wird eine sternförmige Anbindung gewählt.

Im nächsten Schritt werden über trigonometrische Beziehungen die Drehungen und Verschiebungen der Gelenkpunkte am Radträger berechnet. Dabei wird vereinfachend angenommen, dass das System nur aus starren Körpern besteht und somit keine Elastizitäten aufweist. Der Fehler, der hier in Kauf genommen wird, ist nur klein, da die Steifigkeiten der Bauteile im Vergleich zu den auftretenden Kräften sehr hoch sind. Auch

die Verformung des Reifens wird nicht berücksichtigt. Außerdem wird die Annahme getroffen, dass die Drehachse durch die Ansteuerung für jede beliebige Drehung des Rades fest definiert werden kann. In diesem Fall sollen die Drehachsen stets durch den Radmittelpunkt und parallel zu den Radmittelebenen verlaufen. Die Berechnung der Verschiebungen erfolgt koordinatenweise. Anhand der Verschiebungen können über die Vektoren die Lage der Aktuatoren im Raum bestimmt werden. Somit können auch die einzelnen Kraftkomponenten in jede Raumrichtung berechnet werden. Daraus ergeben sich die am Radträger angreifenden Längs-, Seiten- und Vertikalkräfte. Der Einfluss des Eigengewichts der Bauteile auf die Kräfte am Radträger sind aufgrund des niedrigen Gewichts der Bauteile im Vergleich zu den angreifenden Kräften vernachlässigbar und werden daher nicht berücksichtigt (vgl. Kapitel 6.1.3). An dieser Stelle soll darauf hingewiesen werden, dass das Programm aufgrund der zuvor genannten Annahmen nicht exakt die in der Realität auftretenden Kräfte und Verschiebungen berechnen kann.

Für die vier Anordnungen in Abbildung 6-2 werden die am Rad erzeugten Kräfte bei verschiedenen Sturzwinkeln von -5° , -3° , -1° , 0° , 1° , 3° und 5° die am Radträger erzeugten Kräfte bei jeweils Schräglauwinkeln von 0° , 5° , 10° , 15° , 20° und 25° berechnet (vgl. Anhang B). Da die negativen Schräglauwinkel in dieser Rechnung keinen neuen Mehrwert bieten und die Rechenzeit erhöhen, wird auf die Berechnung dieser verzichtet. Im ersten Schritt erzeugen alle Aktuatoren Kräfte von 30 N, nachfolgend als Lastfall bezeichnet. Dieser Wert ist willkürlich gewählt, denn dieser soll lediglich die Unterschiede zwischen den Konzepten aufzeigen. Die Ergebnisse sind in den Abbildungen 6-3 und 6-4 zu sehen.

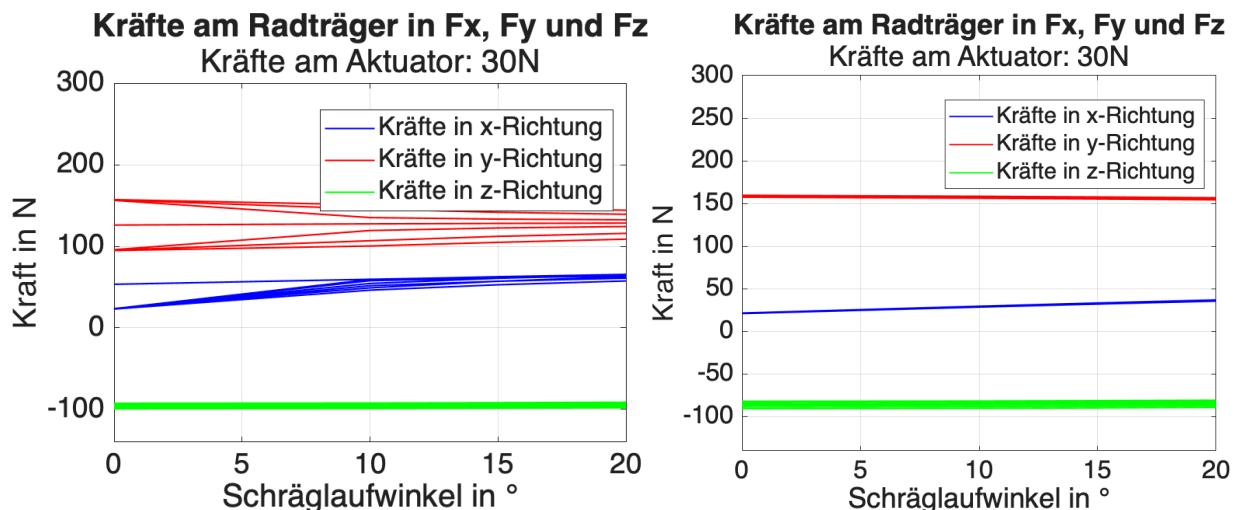


Abbildung 6-3: Lastfall am Hexapod 1 (links) und 2 (rechts)

Die Verläufe in Abbildung 6-3 zeigen bei der Radlast (grün) ein nahezu konstantes Verhalten. Die Seitenkräfte (rot) und Umfangskräfte (blau) steigen leicht über den Schräglauwinkel an. Je größer der Sturz, desto geringer die Vertikalkräfte. Ist das Rad in Richtung der Aktuatoren gestürzt, erhöht sich die Seitenkraft und Längskraft am Radträger. Ist das Rad in die andere Richtung gestürzt, wird der Seiten- und Längskraftanteil geringer und der Anteil an die Vertikalkraft höher. Der Knick entsteht durch den in Ruhelage nicht vorhandenen Anteil des Aktuators AK1 in x- und y-Richtung. Die Anordnung 2 zeigt in den Kraftverläufen keinen Knick. Die Kraftverläufe verhalten sich proportional zum Schräglauwinkel (siehe Abbildung 6-3).

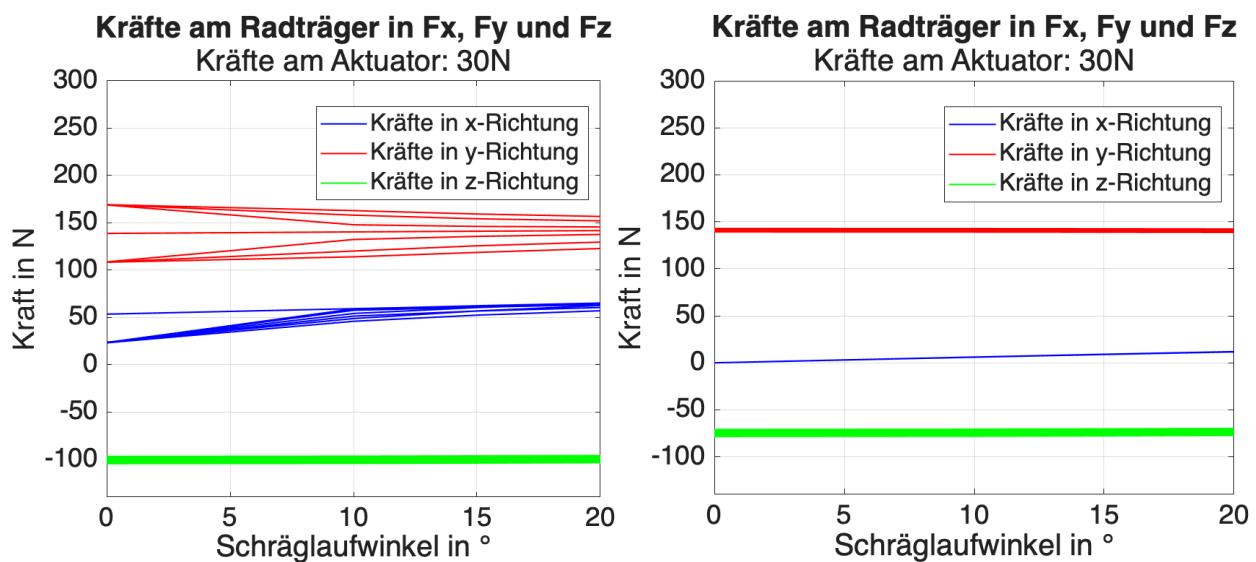


Abbildung 6-4: Lastfälle am Hexapod 3 (links) und 4 (rechts)

Der Hexapod 3 zeigt einen ähnlichen Knick, wie Konzept 1, da auch hier der Aktuator AK1 in Ruhelage senkrecht steht. Zusätzlich sorgen die parallelen Lenker dafür, dass der Längskraftanteil in x-Richtung insbesondere bei kleinen Schräglauwinkeln sehr gering ist (siehe Abbildung 6-4). In der vierten Anordnung ist die Längskraft am Anfang gleich null, da die Wirkrichtungen der Aktuatoren exakt entgegen gesetzt sind. Die Anordnung bietet aufgrund der Symmetrie Vorteile bei der Messung der Schräglauwinkel in beide Drehrichtungen. Dennoch verhält sich der Entwurf nachteilig, da der Anteil der Radlast, verglichen zur Anordnung 2, relativ gering ist.

Es wird die Anordnung 2 ausgewählt (siehe Abbildung 6-3). Grund dafür ist die geringe Spreizung der Kräfte bei unterschiedlichen Sturzwerten, das proportionale Verhalten und die Vereinfachung der Rahmenstruktur, da alle Anbindungspunkte in einer Ebene liegen.

In der Theorie ist eine Anordnung wünschenswert, bei der die übertragbaren Seitenkräfte mit dem Schräglaufwinkel konstant bleiben oder steigen und die Radlast konstant bleibt (vgl. Kapitel 3.1). Das Kriterium bezüglich der Radlast wird erfüllt. Es fällt jedoch auf, dass bei der Anordnung 2 die übertragbare Seitenkraft mit steigendem Schräglaufwinkel abnimmt (siehe Abbildung 6-5). Da die Steigung und damit dessen Einfluss jedoch nur sehr gering ist, kann das Problem durch eine geringe Überdimensionierung des Aktuators gelöst werden. Auf Basis dieser Werte kann ein passender Aktuator ausgewählt werden.

6.1.3 Aktuatorauswahl

Als Aktuator wird der lineare Servomotor „L12-50PT-6“ der Firma Mighty Zap gewählt (siehe Abbildung 6-5). Der wegeregelte Aktuator hat eine Nennlast von 50 N, eine maximal zulässige Last von 100 N und einen Hub von 56 mm. Der Aktuator ist damit leicht überdimensioniert, um dynamische Lastspitzen und Ungenauigkeiten in der Berechnung in Kapitel 6.1.1 und 6.1.2 auszugleichen und einen Puffer zur Maximalauslastung zu gewährleisten. An die Verfahrgeschwindigkeit der Aktuatoren werden keine besonderen Anforderungen gestellt. Der Vorteil bei diesem Aktuator liegt in der integrierten Steuerelektronik und der hohen Genauigkeit. Versorgt wird der lineare Servomotor mit einer Spannung von maximal 12 V und kann per Pulsweitenmodulation angesteuert werden. Als Schnittstelle stehen verschiedene Programmieranwendungen, wie beispielsweise C++, Raspberry Pi, Arduino etc. zur Verfügung. Dies bietet sich an, da die bisher genutzten Mikrocontroller in den RC-Fahrzeugen der HAW Hamburg ebenfalls ESP 32 sind. Der Aktuator ist sehr preiswert, die Kosten liegen bei etwa 181 € pro Stück. Außerdem wiegt er nur etwa 0,125 kg.³⁴ Die genaue Größe und weitere Spezifikationen können dem Datenblatt im Anhang C entnommen werden.

³⁴ (Mighty Zap, 2023)

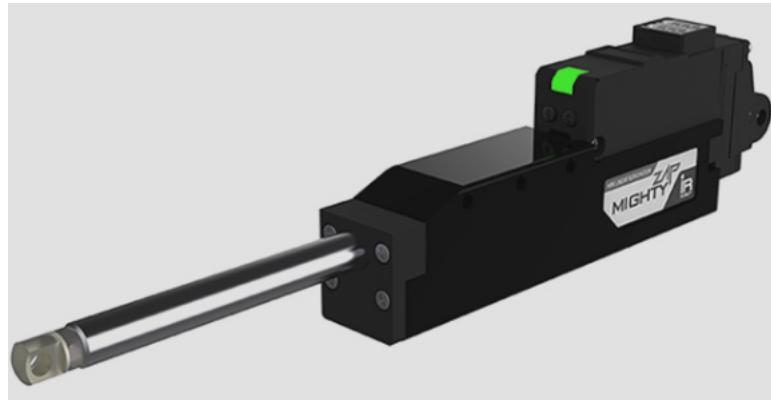


Abbildung 6-5: L12-50PT-6 von Mighty Zap

6.2 Auswahl der Messelemente

Für eine ordnungsgemäße Steuerung und Regelung des Prüfstands zu einem späteren Zeitpunkt ist die Messung gewisser Größen nötig. Für die erarbeitete Kinematik in dieser Arbeit betrifft dies die Messung der Positionen der Aktuatoren und der am Rad auftretenden Kräfte und Momente (vgl. Kapitel 4). Der Verfahrweg der Kolbenstange des Aktuators von Mighty Zap wird über ein bereits integriertes Potentiometer gemessen. Hier wird je nach Position des Wegaufnehmers im Aktuator über einen Spannungsteiler die Spannung verändert. Dadurch kann der Aktuator Wege auf 30 bis 50 µm reproduzierbar anfahren.³⁵ Sind die Koordinaten der Anbindungspunkte des Aktuators bekannt, kann zusammen mit der Stellung des Aktuators die Lage des Radträgers im Raum zu jedem Zeitpunkt ermittelt werden.

Aufgrund des eingeschränkten Bauraums und der hohen Anzahl an Aktuatoren wird statt DMS-Streifen oder einzelnen Kraft- bzw. Momentenaufnehmern ein mehrachsiger Kraft-Momenten-Sensor für die Messung der Kräfte und Momente bevorzugt. Ausgewählt wird der K6D40 6-Achsen-Kraft-Momenten-Sensor mit der Variante 50N/5nm/MP11 (siehe Abbildung 6-6). Dieser Sensor fügt alle Messelemente in einer Komponente zusammen und spart damit Montagezeit. Zwar ist der Mehrkomponentensensor teurer als einzelne Dehnungsmessstreifen (DMS), jedoch besitzt dieser eine höhere Genauigkeit und ein reduziertes Übersprechen. Übersprechen bezeichnet den Effekt, dass das Wirken einer Last in genau eine Koordinatenrichtung ebenfalls einen Einfluss auf den dazu senkrecht stehenden Messachsen hat. Eine beigegebene Kalibriermatrix reduziert diesen Fehler auf 0,2 bis 0,5 %. Der mehrachsige Sensor kann Kräfte in x- und y-Richtung von 50 N, in z-

³⁵ (Mighty Zap, 2023)

Richtung von 200 N und Momente um alle drei Raumachsen von 5 Nm messen. Damit ist dieser Sensor für die zu erwartenden Kräfte ausreichend dimensioniert. Er wiegt lediglich 160g, ist 40 mm breit und hat einen Durchmesser von 60mm. Gemessen werden die Kräfte über integrierte Dehnungsmessstreifen. Für den Anschluss ist ein integrierter Rundsteckverbinder (MP11) vorhanden. Zur Montage sind auf der Vorder- und Rückseite jeweils sechs M5-Gewinde vorgesehen.³⁶ Weitere Daten zu dem Sensor sind dem Datenblatt im Anhang D zu entnehmen.



Abbildung 6-6: K6D40 6-Achsen-Kraft-Momenten-Sensor von ME-Meßsysteme³⁷

6.3 Vorentwurf

Auf Basis des ausgewählten Konzepts und der vorangegangenen Untersuchungen in den Kapiteln 6.1 und 6.2 wird ein Vorentwurf des finalen Konzepts in einer CAD-Umgebung modelliert, der die Kernkomponenten der Radaufhängungskinematik darstellt. Der virtuelle Aufbau erfolgt in der Software „Siemens NX“ von Siemens Digital Industries Software Version 12.0. Der Aufbau des vorläufigen 3D-Modells dient der Veranschaulichung des Konzepts, insbesondere jedoch der Bauraumanalyse. Dabei kann ermittelt werden, ob eine Kollisionsgefahr der Aktuatoren bei hohen Sturz- und Schräglauwinkeln besteht. Hierzu genügt es, nicht jedes Bauteil in seiner detaillierten Facette zu modellieren. Die Darstellung der Schrauben und Kabel sind ebenfalls vernachlässigt. Der Vorentwurf gemäß Anordnung 2 ist in Abbildung 6-7 zu sehen.

³⁶ (ME - Meßsysteme, 2023)

³⁷ (ME - Meßsysteme, 2023)

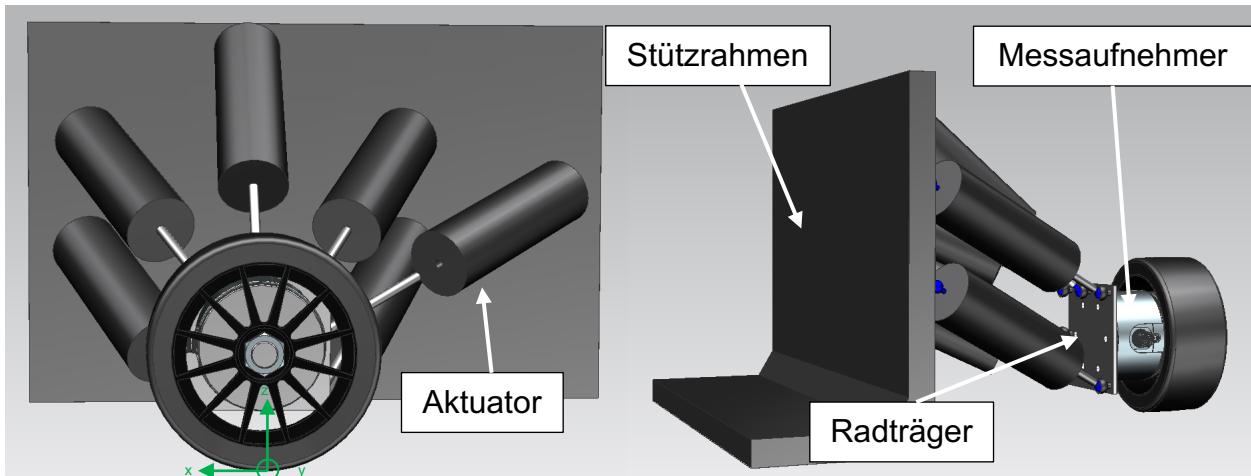


Abbildung 6-7: Vorentwurf in Siemens NX 12.0

Abgebildet sind die sechs Aktuatoren, welche über Kugelgelenke an den Stützrahmen und den Aktuator angebunden sind. Die Aktuatoren sind vereinfachend auf Basis der Maße des Aktuators L12-50PT-6 von Mighty Zap in Form einer Hüllstruktur dargestellt, welche den Raum repräsentieren, die der Aktuator maximal einnimmt (vgl. Anhang C). Der Radträger wird mittels sechs Schrauben an den Kraft-Momenten-Sensor von K6D40 (vgl. Kapitel 6.2) verschraubt. Das 3D-Modell des Kraft-Momenten-Sensors ist von ME-Messsysteme.³⁸ Auf der Messanschraubfläche ist das Radlager montiert, welche das Rad aufnimmt. Die Felge, der Reifen und die Sechskantmutter sind aus einer vorherigen AUDEx-Projektarbeit von Herrn Grimm übernommen.³⁹ In dem Modell kann das Rad über den Befehl „Move Component“ gelenkt und gestürzt werden.

Aus der Modellierung in CAD können folgende Erkenntnisse abgeleitet werden. Bei getesteten Sturzwerten kleiner gleich 15° und Schräglauwinkeln kleiner gleich 45° besteht keine Kollisionsgefahr. Damit sind für den Vorentwurf die Schräglau- und Sturzwerte, welche in Realität zu erwarten sind, abgedeckt (vgl. Kapitel 4.3). Die Koordinaten der Gelenkpunkte der Aktuatoren AK1 und AK2 müssen angepasst werden, da der maximale Hub des Aktuators nicht in jeder Radposition ausreichend ist. Dies ist beispielhaft für einen Sturz von 15° und einen Schräglauwinkel von 45° in Abbildung 6-8 zu sehen. Jedoch ist hier anzumerken, dass die Kugelgelenke nur provisorisch eingefügt sind und nicht originalen Kaufteilen entsprechen. Ein Aktuator von MightyZap mit gleichen Spezifikationen, wie der L12-50PT-6, jedoch mit längerem Hub, weist zu

³⁸ (ME - Meßsysteme, 2023)³⁹ (Grimm, 2020)

geringe Nennlasten auf und scheidet damit als Alternative aus. Für sehr hohe Sturzwinkel und Schräglauwinkel schneiden die Kugelköpfe der Kugelgelenke die Kugelpfannen. Bei der Auswahl der Kugelgelenke im finalen Entwurf ist auf eine entsprechend ausreichende Bewegungsfreiheit der Kugelgelenke zu achten oder den Bewegungsraum der Kinematik über spätere Software zu begrenzen. Außerdem kann der sechsachsige Kraft-Momenten-Sensor nicht so weit im Rad verbaut werden, wie angenommen, da ausreichend Raum für den Anschluss des Steckers benötigt wird (siehe Abbildung 6-8). Die Position des Radträgers wurde gegenüber dem Ursprung daher um 25 mm in negative y-Richtung verschoben (siehe Abbildung 6-7). Das vollständige 3D-Modell ist dem Anhang beigefügt.

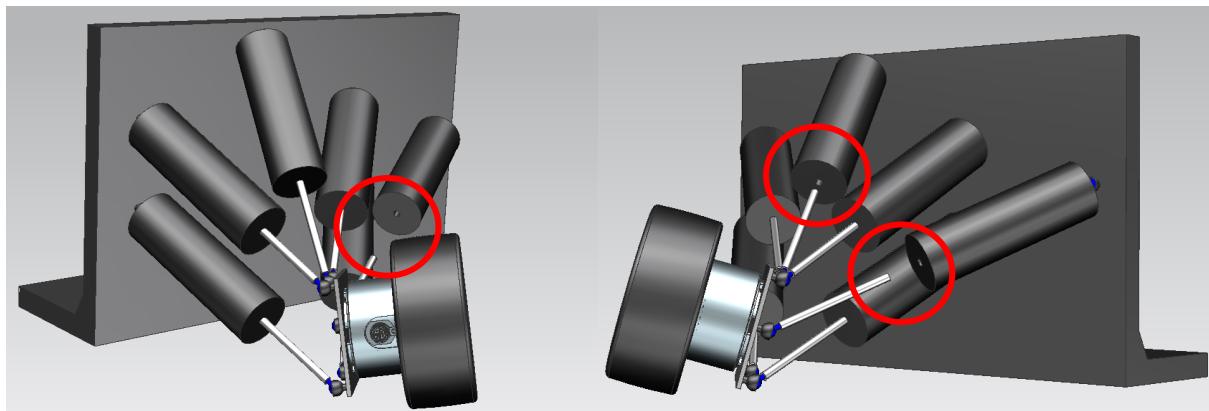


Abbildung 6-8: Radführungskinematik bei $\alpha = 15^\circ$ und $\gamma = \pm 45^\circ$

Durch einen iterativen Prozess werden rahmenseitig optimierte Anbindungspunkte ermittelt. Dazu werden in dem Matlab-Skript aus Kapitel 6.1.2 die Längen zwischen den Anbindungspunkten am Rahmen und Radträger vektoriell berechnet. Zusätzlich werden die Kugelgelenke durch verfügbare Kaufteile ersetzt. Das finale Ergebnis der Berechnung folgt im nächsten Kapitel. Die Bauraumanalyse muss ebenfalls für das finale Konzept durchgeführt werden.

7 Auslegung und Nachweisführung

In diesem Kapitel der Nachweis für das ausgearbeitete Konzept, dass die Hublängen der Aktuatoren für die geforderten Radpositionen ausreichend sind und die auftretenden Kräfte abgestützt werden können. Zu Beginn sei darauf hingewiesen, dass die nachfolgenden Rechnungen lediglich der Genauigkeit entsprechen können, dessen Annahmen sie unterliegen. Die berechneten Werte sind daher als Orientierungswerte zu verstehen.

7.1 Kinematik

Für eine funktionierende Radaufhängung darf das ausgearbeitete Konzept höchstens einen Freiheitsgrad besitzen (vgl. Kapitel 3.1). Des Weiteren gilt es zu beachten, dass die Aktuatoren nicht parallel verbaut werden dürfen, um Überlasten zu vermeiden. Das vorliegende Konzept erfüllt diese Bedingungen. Mit sechs Lenkern und zwölf Kugelgelenken ergibt sich mit Formel 3.1 aus Kapitel 3, dass kein Freiheitsgrad offenbleibt:

$$f = n_R * f_{RG}, R + n_L * f_{LG}, L - n_KG * f_{KG}, KG = 1 * 6 + 6 * 5 - 12 * 3 = 0$$

7.2 Längennachweis

Die Gesamtlänge des Aktuators und die Länge der Kugelgelenke bestimmen zusammen mit dem Schwenkwinkel der Kugelgelenke die mit der Kinematik maximal erzielbaren Schräglauf- und Sturzwinkel. Die ausgewählten Kugelgelenke werden in Kapitel 8.1 vorgestellt. Mit Hilfe der Längenmaße der Aktuatoren und der Kugelgelenke kann die minimale und maximale Länge der Aktuatoren von einem Gelenkpunkt zum anderen Gelenkpunkt ermittelt werden (siehe Datenblätter der Komponenten im Anhang). Die minimale Länge berechnet sich zu:

$$l_{min} = 111,5 \text{ mm} + 3,10 \text{ mm} + 2 * 18,5 \text{ mm} = 151,6 \text{ mm}$$

7.1

Die maximale Länge ist um den Hub h erweitert:

$$l_{\max} = l_{\min} + h = 151,6 \text{ mm} + 55,5 \text{ mm} = 207,1 \text{ mm}$$

7.2

Die berechneten Längenwerte der Aktuatoren samt Kugelgelenken müssen zwischen diesen Grenzwerten liegen. Um sicherzustellen, dass der maximale Hub jedes Aktuators nicht überschritten wird, aber dennoch maximale Schräglau- und Sturzwinkel erreichbar sind, werden die Koordinaten der Anbindungspunkte am Stützrahmen iterativ ermittelt. Dazu wird das CAD-Modell aus Kapitel 6.3 ständig mit neuen Maßen angepasst und ermittelt, um wie viel Grad das Rad maximal gelenkt und gestürzt werden kann, ohne, dass die Aktuatoren kollidieren. Gleichzeitig werden mit dem in Kapitel 6.1.2 beschrieben Skript in MATLAB die Längen zwischen Gelenkpunkt am Stützrahmen in spezifischen Radpositionen berechnet. In Abbildung 7-1 sind die experimentell ermittelten Koordinaten der Gelenkpunkte für den besten Kompromiss zwischen zulässiger Länge des Aktuators und größtmöglichen Schräglau- und Sturzwerten beispielhaft dargestellt. Mit dieser Anordnung können problemlos bei bis zu 5° negativen Sturz ($+φ_x$) $\pm 20^\circ$ Schräglauwinkel ($\pm φ_z$) und bei bis zu 5° positivem Sturz ($+φ_x$) $\pm 20^\circ$ Schräglauwinkel ($\pm φ_z$) angefahren werden, ohne dass die Gefahr einer Kollision von Aktuatoren besteht (vgl. Kapitel 5.2).

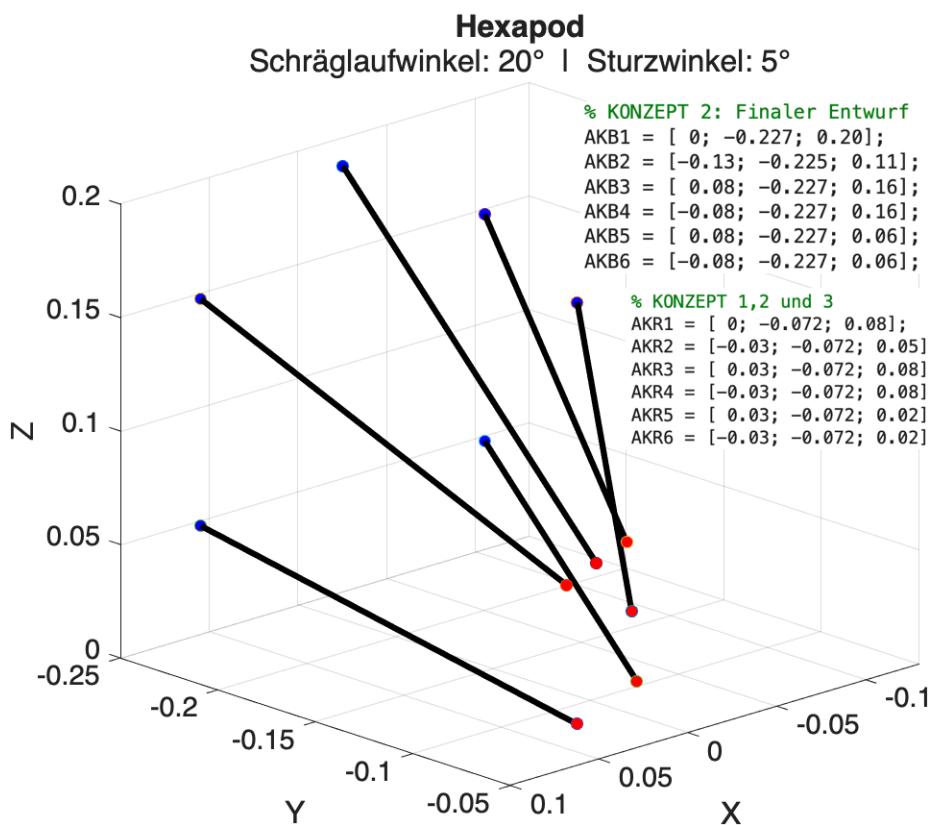


Abbildung 7-1: Koordinaten der Gelenkpunkte in m am Stützrahmen (AKB, blau) und Radträger (AKR, rot) bei $α = 20^\circ$ und $γ = 5^\circ$

In Abbildung 7-2 sind die berechneten Längen von Gelenkpunkt am Stützrahmen zu Gelenkpunkt am Radträger, nachfolgend vereinfachend als Aktuatorlänge bezeichnet, für verschiedene Radpositionen (1- 42) dargestellt. Die berechneten Längen liegen innerhalb der zulässigen Grenzen zwischen $l_{\min} = 151,6 \text{ mm}$ und $l_{\max} = 207,1 \text{ mm}$ (vgl. Formel 7.1 und 7.2).

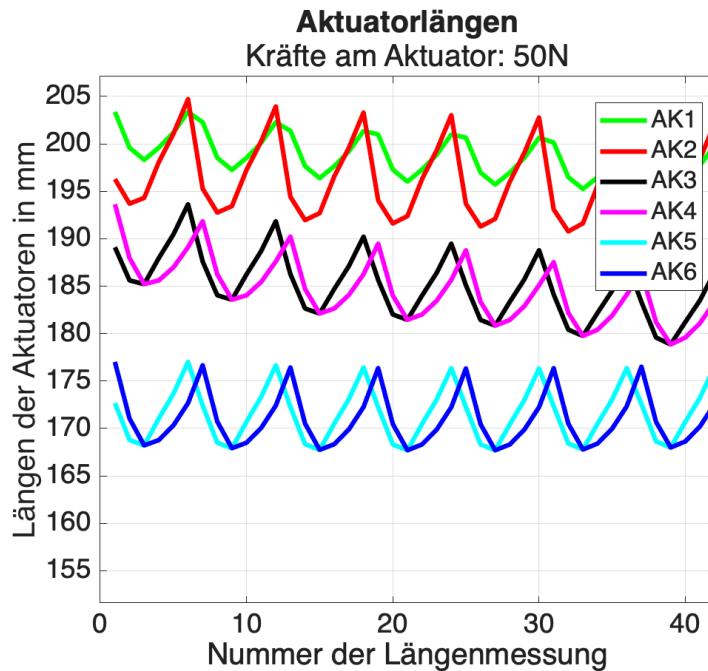


Abbildung 7-2: Aktuatorlängen I für Schräglauwinkel von $\varphi_z = -20^\circ, -10^\circ, 0^\circ, 10^\circ, 15^\circ$ und 20° bei jeweiligen Sturzwerten von $\gamma = 0^\circ, \pm 1^\circ, \pm 3^\circ$ und $\pm 5^\circ$

7.3 Kräftenachweis

Abschließend soll gezeigt werden, dass die vorliegende Konstruktion die zu erwartenden Kräften abstützen kann. Aus Umfangsgründen werden lediglich kritische Stellen nachgewiesen. Aus der praktischen Erfahrung heraus zeigt sich, dass die Kräfte gemäß Kapitel 6.1.1 klein gegenüber den Bauteilabmaßen ausfallen, sofern es sich um Bauteile aus Aluminium und Kunststoff handelt, was hier vorausgesetzt wird. Daher werden dort keine kritischen Lasten erwartet. In dieser Arbeit werden lediglich die Aktuatoren näher untersucht. Die Aktuatoren werden später über eine Wegregelung gezielte Radpositionen einstellen, wobei die auf die Aktuatoren wirkende Kraft von ihrer Lage im Raum abhängig ist. Die Lage im Raum ist wiederum von der Lage der Gelenkpunkte abhängig, welche durch das ausgearbeitete Konzept und den Parameter Radlast, Schräglauwinkel und Sturz bestimmt werden. Die Radlast wird, wie eingangs bereits erwähnt, an dieser Stelle vernachlässigt (vgl. Kapitel 3.3). Mit Hilfe des erzeugten Berechnungsprogramms in

MATLAB können die Kräfte am Radträger in beliebiger Stellung der Aktuatoren berechnet werden. Es werden analog für die Sturz- und Schräglaufwerte aus Kapitel 7.2 die am Radträger abstützbaren Kräfte berechnet. Das Ergebnis ist in Abbildung 7-3 zu sehen. Im linken Bild werden alle Aktuatoren mit der Nennlast des Aktuators von 50 N belastet. Um das Potential einer späteren Regelung aufzuzeigen, werden außerdem nur die Aktuatoren AK1, AK2, AK4 und AK6 mit 50 N belastet, wie in Abbildung 7-3 dargestellt.

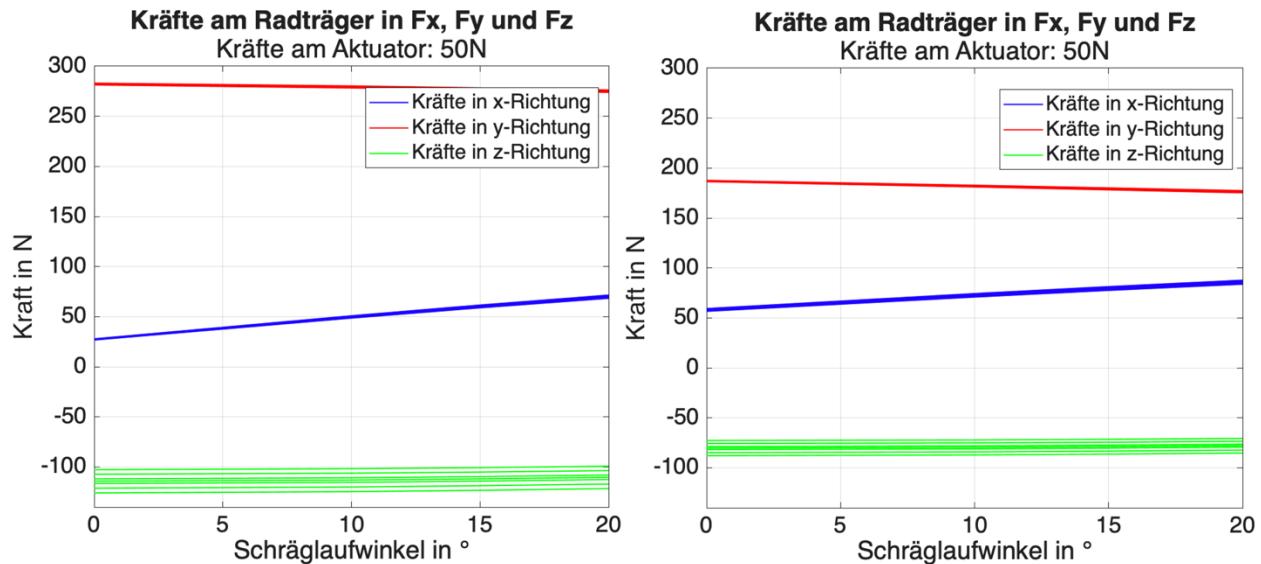


Abbildung 7-3: Kräfte am Radträger

Die abstützbaren Kräfte überschreiten in Querrichtung (y-Richtung) sogar deutlich die zu erwartenden Kräfte am Radträger und die vom Kraft-Momenten-Sensor überhaupt erfassbaren Kräfte von 50 N. Die Diagramme verdeutlichen, dass die ausgewählten Aktuatoren von Mighty Zap für diesen Anwendungszweck hinsichtlich ihrer Kraft sogar überdimensioniert sind.

8 Finales Konzept

Auf Basis vorheriger Untersuchungen, Berechnungen und Optimierungen ist ein finales Konzept der Radaufhängungskinematik entstanden. Nachfolgend werden der Aufbau und die Besonderheiten des finalen Konzepts vorgestellt. Anschließend werden alle benötigten Bauteile aufgelistet, welche zum Aufbau des Konzeptes in Realität notwendig sind.

8.1 Aufbau

Aufbauend auf dem Vorentwurf wird das CAD-Modell unter Einbezug der Erkenntnisse aus der Detaillierungsphase und der Berechnungen erweitert (vgl. Kapitel 6.3). Das finale Konzept ist in Abbildung 8-1 dargestellt.

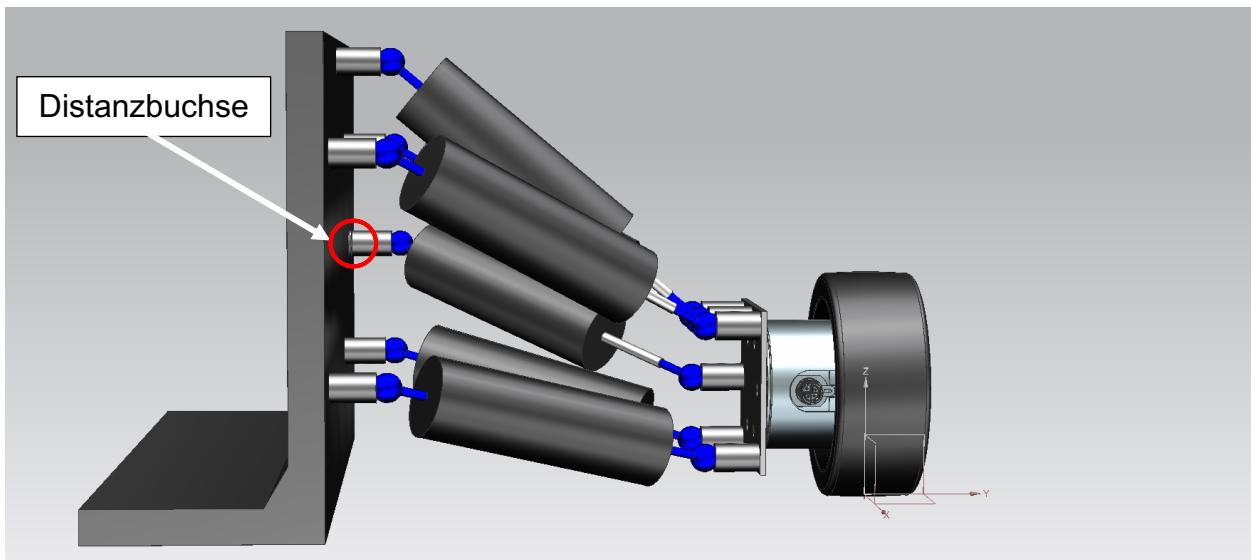


Abbildung 8-1: Finales Konzept

In der CAD-Modellierung werden nur die wesentlichen Kernkomponenten dargestellt. Kabel, Schrauben und Stecker bleiben aufgrund der Übersichtlichkeit in der Modellierung unberücksichtigt. Im Mittelpunkt der Radaufhängungskinematik steht die Rad-Reifen-Kombination des zur Verfügung stehenden RC-Fahrzeugs. Das Ziel der technischen Lösung ist die präzise Führung des Rades und die gezielte Einstellung der Radlast, des Schräglaufwinkels und des Sturzes. Diese Aufgabe übernehmen die sechs ausgewählten elektrischen Aktuatoren „L12-50PT-6“ von Mighty Zap (siehe Kapitel 6.1.3). Die Aktuatoren sind als Hüllstruktur dargestellt und repräsentieren den maximalen Bauraum,

den die Aktuatoren in Realität einnehmen. Die Anordnung der Aktuatoren ist das Ergebnis der Berechnungen in Kapitel 7. In Abweichung zum Vorentwurf ist der Aktuator AK2 mit einer Distanzbuchse um einen 2 mm näher an den Radträger verschoben worden. Dies ist zur Einhaltung des Maximalhubs des Aktuators notwendig. Gleichzeitig erhöht es den Anteil an abstützbaren Längskräften und verhindert die frühzeitige Kollision mit einem anderen Aktuator bei höheren Sturzwinkeln.

Um möglichst hohe Freiheitsgrade in der Ansteuerung des Rades zu ermöglichen, werden die Aktuatoren rahmenseitig und am Radträger über Kugelgelenke gelagert. Bei der Auswahl der Kugelgelenke besteht stets ein Kompromiss zwischen wenig Spiel und geringer Reibung. Für die Auswahl der Kugelgelenke sind weiter die Faktoren Kosten, Abmaße und maximaler Schwenkwinkel wichtig. Gängige Kugelgelenke aus dem Modellbau und axiale Kugelgelenke sind zwar günstig, weisen jedoch einen sehr geringen Schwenkwinkel auf. Geringe Schwenkwinkel bedeuten für die vorliegende Kinematik entweder geringe Schräglauwinkel, kleine Sturzwinkel oder sogar geringe Drehwinkel in beide Richtungen. Daher werden Magnetkugelgelenke gewählt. Diese ermöglichen Schwenkwinkel von bis zu 180° . Es gilt jedoch die maximale Auszugskraft zu beachten, dessen Auftreten jedoch durch eine effiziente Einstellung der Zug- und Druckkräfte der Aktuatoren leicht vermieden werden kann. Als magnetische Kugelgelenke werden die KD413 Kugelgelenke der Firma IBS Magnet gewählt. Die genauen Spezifikationen sind im Anhang E zu finden. Der Einbau der Magnetkugelgelenke erfolgt am Radträger über M4 Schrauben. Die serienmäßigen Standardgelenke der Aktuatoren können abgeschraubt werden. Mit Reduzierstücken können die Kugeln über das vorhandene Gewinde an der Kolbenstange und dem Gehäuse des Aktuators montiert werden.

Zur Messung der am Rad angreifenden Kräfte und Momente wird an den Radträger die 6-Achsen-Kraft-Momenten-Messdose von Me-Meßsysteme verschraubt (vgl. Kapitel 6.2). Zwar ist für die spätere Auswertung der Messergebnisse eine Koordinatentransformation notwendig, jedoch bietet die Montage zwischen Radträger und Radnabe den Vorteil, dass die Messdose nicht rotiert. Die Radnabe, welche in Abbildung 8-2 zu erkennen ist, ist das Bindeglied zwischen Radlagerung und Messaufnehmer.

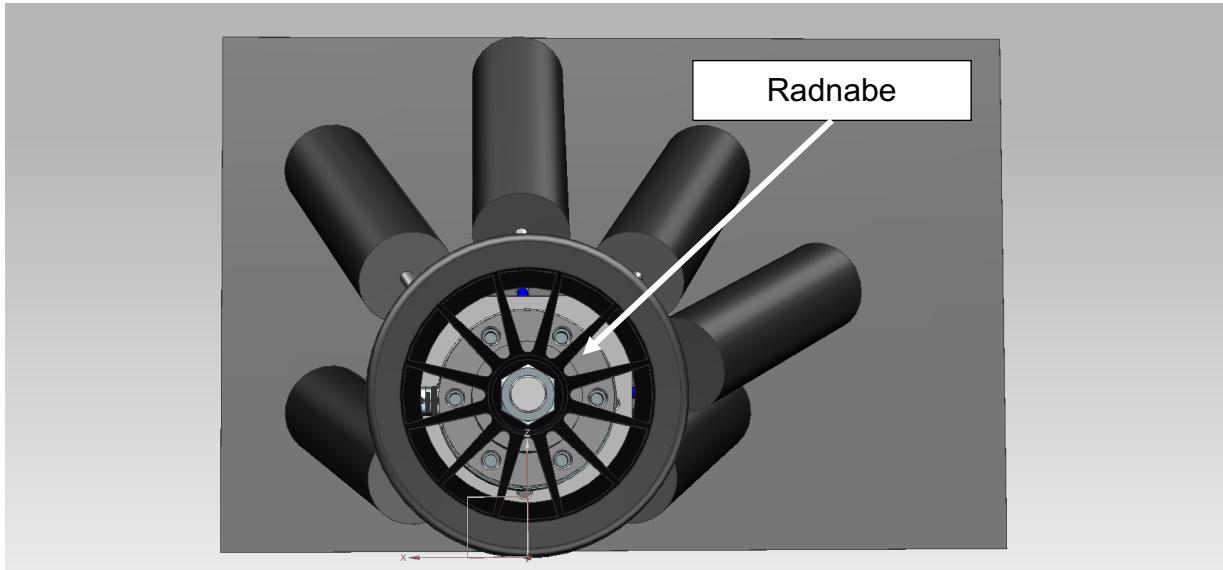


Abbildung 8-2: Radnabe im CAD-Modell

Um die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse zu erhöhen, ist an Stelle der Radlagerung des RC-Fahrzeuges eine neue Radlagerung entworfen worden, da die originale Radlagerung ein hohes Spiel aufweist. Die spielreduzierende Radlagerung besteht aus einer Welle, die über zwei eingepresste Rillenkugellager rotierbar in der Radnabe gelagert ist (siehe Abbildung 8-3). Zur axialen Fixierung der Rillenkugellager werden zwei Sicherungsringe verwendet. Zur Aufnahme des Rades ist eine spezielle Radaufnahme konstruiert, welche in die Lagerwelle geschraubt wird oder im Falle hoher Antriebsmomente auch angeschweißt werden kann. Die Felge selbst wird mit der Sechskantmutter, mit dem auch das Rad am RC-Fahrzeug angeschraubt wird, auf der Radaufnahme montiert.

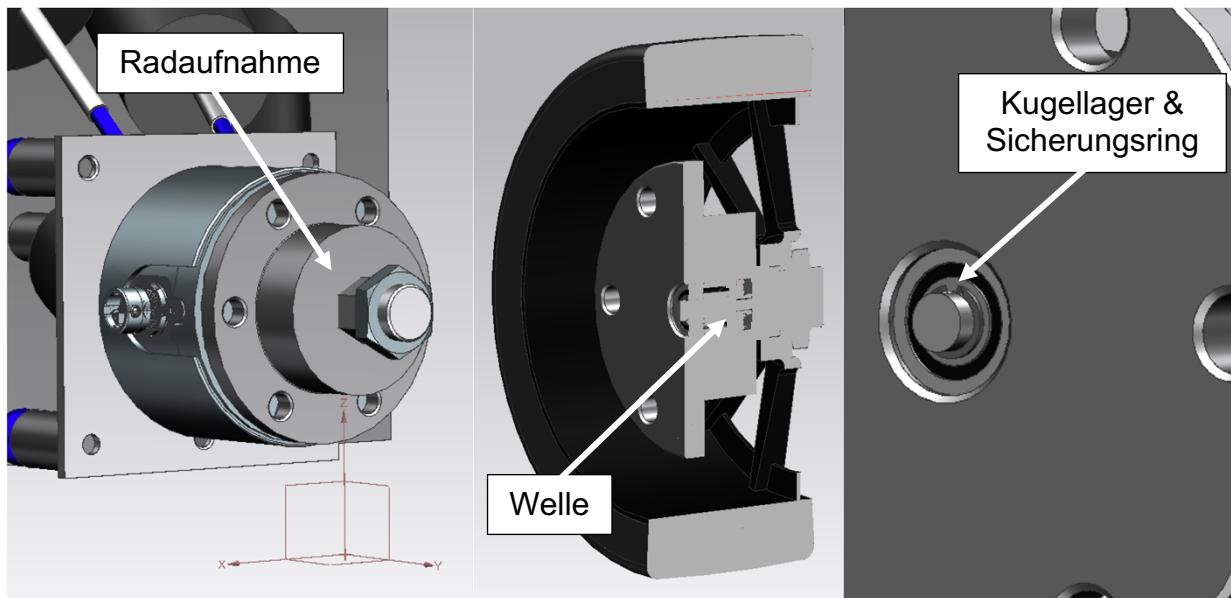


Abbildung 8-3: Radlagerung

Der Stützrahmen ist in der Modellierung nur provisorisch dargestellt. Er repräsentiert einen späteren Rahmen, dessen Geometrie bislang unbekannt ist und von der weiteren Ausführung des Prüfstandes abhängt. Wichtig ist, dass der spätere Rahmen die Anbindungspunkte für die Kugelgelenke bereitstellt. Die genauen Koordinaten können dem beiliegenden 3D-Modell entnommen werden.

8.2 Stückliste / Einkaufsliste

Um die Kinematik für einen späteren Prüfstand bauen zu können, sind nachfolgend die Bauteile und Kaufteile in tabellarischer Form festgehalten. Mit dieser Arbeit sind die Grundlagen für die Kompatibilität der Aktuatoren und Messelemente untereinander geschaffen. In der Tabelle 1 ist zusätzliche Hardware mitaufgeführt, die die Kalibrierung und Auswertung der Messdaten möglich macht. Die mit Eigenbau markierten Bauteile müssen selbst oder durch Auftragslieferanten gefertigt werden. Die 3D-Modelle sind maßstabsgerechte Vorlagen.

Tabelle 1: Stückliste

Anzahl [Stk.]	Beschreibung	Spezifikation	Notiz
6	Mighty Zap: Position Control Actuator ⁴⁰	L12-50PT-6, 12 V, 50 N, TTL/PWM	Kaufteil, a. 171,90 € / Stk.
6	Mighty Zap: Verbindungskabel	PT Version, 3Pin Molex to Molex (TTL/PWM), 200 mm	Kaufteil, ca. 5,98 € / Stk.
12	IBS Magnet: Magnet-Kugelgelenke ⁴¹	KD413	Ca. 13,50 € / Stk.
1	ME-Meßsysteme: 6-Achsen-Kraft-Momenten-Sensor ⁴²	K6D40, 50N/5Nm/MP11	Kaufteil, ca. 1590,00 € / Stk.
1	ME-Meßsysteme: Kalibrierungsmatrix	SL / SL/2	Kaufteil, ca. 430,00 € / Stk.
1	ME-Meßsysteme: Anschlusskabel	MP11 SubD44HD, 5m	Kaufteil, ca. 370 €/Stk.
1 (optional)	ME-Meßsysteme: Messverstärker	GSV-8DS SubD44HD, GSV-8-AS	Kaufteil, ca. 2948,00 € / Stk.
4	Schraubenking: Sicherungsring ⁴³	Din 471 – 4 x 0,4	Kaufteil, ca. 1,31 € /Stk.
11	Zylinderschraube	ISO 4762 – M4 x 8	Kaufteil
1	Zylinderschraube	ISO 4762 – M4 x 10	Kaufteil
12	Zylinderschraube	ISO 4762 – M5 x 12	Kaufteil
12	Scheibe	ISO 7091 - 4	Kaufteil
12	Scheibe	ISO 7091 - 5	Kaufteil
2	Kugellager-shop: Rillenkugellager ⁴⁴	MR104 2RS, 10x4x4 mm	Kaufteil, ca. 1,33 € / Stk.
6	Reduziernippel	M4 IG - M3 AG	Eigenbau / Kaufteil

⁴⁰ (Mighty Zap, 2023)⁴¹ (IBS Magnet, 2023)⁴² (ME - Meßsysteme, 2023)⁴³ (Schraubenking, 2023)⁴⁴ (CQ Kugellager GmbH, 2023)

6	Reduziernippel	M4 IG – M2.5 AG	Eigenbau / Kaufteil
1	Absima 911 GR8LE: Sechskantmutter ⁴⁵	17mm	Bereits vorhanden
1	Absima 911 GR8LE: Rad-Reifen-Kombination	-	Bereits vorhanden
1	Radaufnahme	Siehe CAD-Modell	Eigenbau (Werkstoff Aluminium)
1	Welle	Siehe CAD-Modell	Eigenbau (Werkstoff Aluminium)
1	(Rad-) Nabe	Siehe CAD-Modell	Eigenbau (Werkstoff Aluminium)
1	Radträger	Siehe CAD-Modell	Eigenbau (Werkstoff Aluminium)
1 (optional)	Rahmen	Siehe CAD-Modell/ beliebig	Eigenbau (Kunststoff oder Aluminium)

⁴⁵ (Vicasso, 2023)

9 Fazit

Das Ziel der Studienarbeit ist die Ausarbeitung eines geeigneten Konzepts, dass die Führung und Ansteuerung eines Rades im Rahmen eines Reifenprüfstands im Maßstab 1:8 ermöglicht. Die Radaufhängungskinematik ist das wesentliche Kernelement des Prüfstands und bildet das erste Teilsystem. Die geeignete Auslegung dieses Systems ist die Basis für die Messung der Kräfte und Momente am Rad, da die Kinematik maßgeblich die Genauigkeit der Messergebnisse beeinflusst. Die methodische Entwicklung erlaubt die Auswahl eines geeigneten Wirkprinzips zum Führen des Rades und zur Aufnahme der Kräfte und Momente. Das ausgewählte Konzept wird durch die Berechnung einer möglichst günstigen Anordnung optimiert und in einer CAD-Umgebung modelliert. Die Simulationen erlauben iterative Anpassungen am Konzept, sodass ein zufriedenstellendes finales Konzept entwickelt wird.

Es wird sich für eine Ansteuerung mit sechs Linearaktuatoren entschieden. Diese bieten gegenüber anderen Konzepten große Vorteile in der Bewegungsfreiheit des Rades. Über die gezielte Ansteuerung der Aktuatoren kann eine Radlast ausgeübt und das Rad gelenkt und gestürzt werden. Für die Messung der Kräfte und Momente am Rad wird ein mehrachsiger Kraft-Momenten-Sensor gewählt. Zur Erzeugung möglichst beliebiger Reifenkennlinien soll der Bereich der anzufahrenden Sturz- und Schräglaufwerte möglichst groß sein. Da die ausgewählten Aktuatoren recht groß sind, ist der Messbereich aufgrund der Kollisionsgefahr der Aktuatoren eingeschränkt. Hier gibt es Optimierungspotenzial hinsichtlich der Auswahl kleinerer Aktuatoren oder Aktuatoren mit größeren Hüben, sodass diese voneinander entzerrt werden können. Außerdem kann die Genauigkeit der Berechnung der Verschiebungen der Gelenkpunkte am Radträger durch numerische Berechnungen erhöht werden. So können die Aktuatoren genauer gesteuert und Anbindungsmöglichkeiten verbessert werden. Das in MATLAB erstellte Rechenprogramm bietet eine solide Basis für die spätere Steuerung und Regelung des Prüfstands. Der Code weist ebenfalls Verbesserungspotential auf und kann durch die Nutzung von Schleifen deutlich verkürzt werden. Dies wird hier bewusst vermieden, um bestimmte Größen sichtbar zu machen und Änderungen an einzelnen Werten direkt vorzunehmen.

Das vorliegende Konzept schafft die Voraussetzung zur systematischen Auswertung der Messergebnisse, indem die Messelemente untereinander kompatibel sind. Außerdem kann durch die neue Art der Radlagerung das Spiel gegenüber der originalen Radlagerung des AUDEx-Fahrzeugs reduziert werden. Die konstruktive Umsetzung des finalisierten Konzepts in CAD ermöglicht die technische Umsetzung in ein reales Produkt. Auch die Forderung einen späteren Antrieb integrieren zu können, wird erfüllt. Das Rad kann beispielsweise mittels Trommel direkt am Reifen oder durch Anbindung an der Radaufnahme angetrieben werden. Trotz Potential zur Verbesserung einzelner zuvor genannter Aspekte zeigt die Analyse der Anforderungen, dass der Entwicklungsauftrag durch das entwickelte Konzept erfüllt ist. Aufbauend auf das finale Konzept kann der Reifenprüfstand weiterentwickelt werden.

10 Ausblick

Die Modellierung der Radaufhängungskinematik in CAD und die Aufstellung der Stückliste dient als Grundlage für die Beschaffung der benötigten Bauteile zum Aufbau des Konzepts. Mit dem Aufbau kann im ersten Schritt getestet werden, ob das entwickelte System funktionsfähig ist und, ob die anfahrbaren Radpositionen mit den berechneten Koordinaten in erster Näherung übereinstimmen. Als nächstes müssen die Messelemente angeschlossen werden und über eine Software ausgelesen werden. Durch Auslesen aufgenommener Messwerte kann die Simulation in Matlab möglicherweise validiert werden. Andernfalls müssen die Modelle und Bauteile angepasst werden. Zukünftige iterative Berechnungsschleifen in Kombination mit dem Abgleich der Simulationen mit den realen Messwerten ermöglichen eine verbesserte und präzisere Ansteuerung des Rades. Außerdem muss über experimentelle Versuche untersucht werden, ob die Magnet-Kugelgelenke möglicherweise durch ihr Magnetfeld einen Störeinfluss auf die Messergebnisse des Sensors haben.

Allgemein bildet die Radaufhängungskinematik nur ein Teilsystem des gesamten Reifenprüfstands ab. Im nächsten Schritt folgt die Implementierung eines Antriebs am Rad und die Einrichtung einer Möglichkeit zur Messung der Raddrehzahl. Der Prüfstand kann außerdem um einen Temperatursensor erweitert werden, sodass ein weiterer Einflussparameter auf die Reifenkennlinien berücksichtigt werden kann. Neben der Regelung, die noch zu integrieren ist, müssen alle Teilsysteme zu einem funktionierenden Gesamtsystem zusammengesetzt werden.

11 Eigenständigkeitserklärung



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

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

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

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

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

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Borrs

Vorname: Joshua Pascal

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

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

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

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

Hamburg

13.10.2023

Ort

Datum

Unterschrift im Original

12 Literaturverzeichnis

CQ Kugellager GmbH. (2023). *kugellager-shop.net*. Abgerufen am 13. 10 2023 von MR104 2RS / MR104 2RS: <https://www.kugellager-shop.net/mr104-2rs-mr104rs-kugellager-miniatur-4x10x4mm.html>

Ersoy, M., & Gies, S. (2017). *Fahrwerk Handbuch*. 2017: Springer Vieweg.

fka. (2023). *fka*. Abgerufen am 25. 09. 2023 von Prüfstände: <https://www.fka.de/de/pruefstaende.html>

fka. (2023). *fka.de*. Abgerufen am 27. 09 2023 von MTS Flat-Trac® IV CT plus Reifenprüfstand: <https://www.fka.de/de/kompetenzen/fahrwerk/highlights/%20%20139-mts-flat-trac-iv-ct-plus.html>

Frömmig, L. (2020). *Grundkurs Rennwagentechnik Einführung in das Zusammenwirken von Reifen, Fahrwerk, Aerodynamik, Differenzialsperren und Rahmen*. Springer-Verlag.

Generation Robots. (2023). *generationrobots.com*. Abgerufen am 10. 01 2023 von NED2 Roboterarm 6 DOF: <https://www.generationrobots.com/de/403937-roboter-arm-6-dof-ned2.html>

Gräßler, I., & Oleff, C. (2022). *Systems Engineering*. München: Springer Vieweg.

Grimm, L. (30. 09 2020). Modellierung und Analyse der Achskinematik eines RC-Fahrzeugs des AUDEx-Projekts in der MKS-Software MSC.ADAMS/Car. Hamburg.

HAW Hamburg. (kein Datum). *haw-hamburg*. Abgerufen am 21. 09 2023 von AUDEx Automotive Development in 1:x: <https://www.haw-hamburg.de/forschung/forschungsprojekte-detail/project/project/show/audex/>

IBS Magnet. (2023). *ibsmagnet.de*. Abgerufen am 12. 10 2023 von Magnet-Kugelgelenke: <https://www.ibsmagnet.de/products/haftmagnete/kugelgelenke.php>

Institut für Fahrzeugsystemtechnik. (kein Datum). *fast.kit.edu*. Abgerufen am 27. 09 2023 von Karlsruher Institut für Technologie (KIT): Großer Innentrommelprüfstand: <https://www.fast.kit.edu/lff/15610.php>

ME - Meßsysteme. (07. Oktober 2023). Datenblatt: K6D40 50N/5Nm/MP11. Hennigsdorf, Deutschland.

ME - Meßsysteme. (2023). *me-systeme.de*. Abgerufen am 7. 10 2023 von K6D40: <https://www.me-systeme.de/shop/de/sensoren/kraftsensoren/k6d/k6d405>

Mighty Zap. (2023). *mightyzap.com*. Abgerufen am 05. 10 2023 von Products: Position Control L12-50PT-6: <https://mightyzap.com/en/l12-50pt-6/>

- Mitschke, M., & Wallentowitz, H. (2015). *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Braunschweig: Springer Vieweg.
- Schmid, D.-I., & Förtschl, D.-I. (03 2003). *iabg.de*. (ATZ, Hrsg.) Abgerufen am 27. 09 2023 von Vom realen zum virtuellen Reifen Reifenmodellparametrierung: https://www.iabg.de/fileadmin/media/Geschaeftsfelder/Automotive/PDF/200904_ATZ_Flachbahn_Reifenpruefstand_IABG.pdf
- Schraubenking. (2023). *schraubenking-shop.de*. Abgerufen am 12. 10 2023 von 4mm Sicherungsring Aussen DIN 471 (100 Stk.): <https://www.schraubenking-shop.de/4mm-Sicherungsring-Aussen-DIN-471-P003270>
- Thomson. (2021). *thomsonlinear.com*. Abgerufen am 02. 10 2023 von Warum elektrisch?: https://www.thomsonlinear.com/micro/moh_deu/why-electric.html#:~:text=Der%20Austausch%20durch%20elektrische%20Linearaktuatoren,Lärm%2C%20und%20rundum%20bessere%20Umweltverträglichkeit.
- Verein Deutscher Ingenieure e.V. (1997). *VDI 2222 - Blatt 1: Konstruktionsmethodik: Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipen*. Düsseldorf.
- Verein Deutscher Ingenieure e.V. (2019). *VDI 2221 - Blatt 1: Entwicklung technischer Produkte und Systeme: Modell der Produktentwicklung*. Düsseldorf.
- Verein Deutscher Ingenieure e.V. (2019). *VDI 2221 - Blatt 2: Entwicklung technischer Systeme und Produkte: Gestaltung individueller Produktentwicklungsprozesse*. Düsseldorf.
- Vicasso. (2023). Vicasso: *RC-Modellsport*. Abgerufen am 23. 09 2023 von Team C 1:8 EP Onroad Car "GR8LE - Porsche 911" 4WD Brushless RTR GR8LE RTR 911: <https://www.vicasso24.de/38018/team-c-1-8-ep-onroad-car-gr8le-porsche-911-4wd-brushless-rtr-gr8le-rtr-911>
- Zwosta, T. (01. 06 2016). *tu-dresden*. Abgerufen am 27. 09 2023 von Reifenprüfstand: <https://tu-dresden.de/bu/verkehr/iad/kft/die-professur/ausstattung/reifenpruefstand>

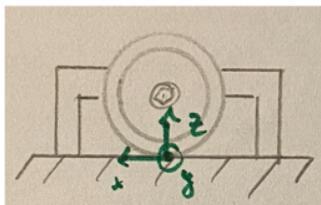
Anhang

Anhang A - Abgeleitete Entwürfe aus dem morphologischen Kasten

Entwurf 1

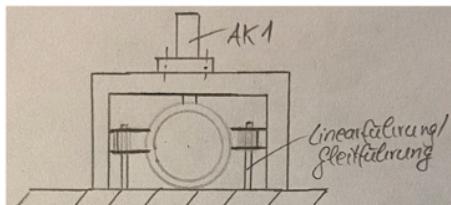
Feste Anbindung + Radlagerung:

$$f = 1 (\varphi_{y,R}) \quad f = 0$$



Radlast + Radlagerung:

$$f_R = 1 (\varphi_{y,R}) \quad f = 1 (z)$$

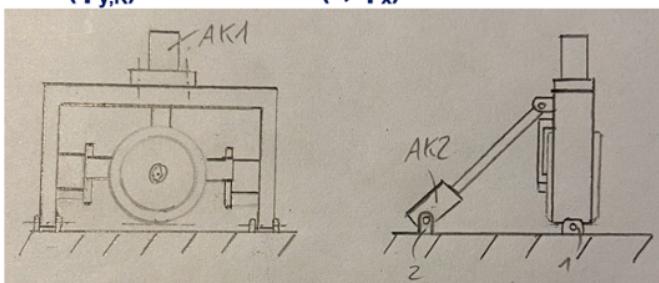


- Drehen des Rades um eigene Achse ($\varphi_{y,R}$): Radlager
- Aufnahme $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$: Rahmen

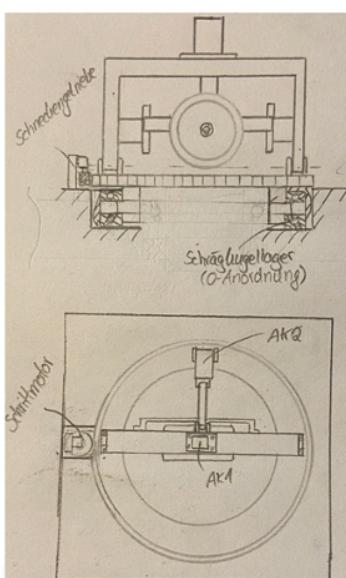
- Verfahren in z: AK1
- F_z -Aufnahme: Rahmen
- Abstützen M_x, M_z am AK1: Gleitführung
- Aufnahme $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$: Rahmen

Sturz, Radlast, Radlagerung:

$$f = 1 (\varphi_{y,R}) \quad f = 2 (z, \varphi_x)$$



- Verfahren um φ_x : AK2 + Stehlager
- M_x -Aufnahme: Stehlager „2“, an dem AK2 befestigt ist, in Verb. mit Stehlagern „1“
- Abstützen Moment um AK2-Längssachse + Biegung: Stehlager am Boden, Gabelkopf
- Aufnahme F_x, F_y, F_z, M_y, M_z : Stehlager



Schräglaufwinkel, Sturz, Radlast, Radlagerung:

$$f_R = 1 (\varphi_{y,R}) \quad f = 3 (z, \varphi_x, \varphi_z)$$

- Verfahren um φ_z : Motor + Zahnrad (kugelgelagert)
- M_z -Aufnahme: Motor inkl. Schneckengetriebe
- Aufnahme F_x, F_y, F_z, M_x, M_y : Stehlager und Kugellagerung (am Boden fixiert)

Vorteile:

- Alle Drehachsen durch Radaufstandspunkt (Nulllage)
- Aktuatoren nicht direkt voneinander abhängig

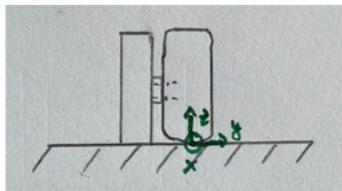
Nachteile:

- Evtl aufw. Lagerung
- Bauraum Band / Trommel eingeschränkt

Entwurf 2.1

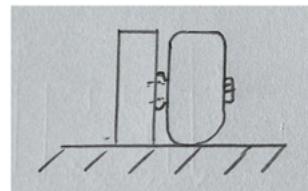
Feste Anbindung:

$$f_R = 0 \quad f = 0$$



Feste Anbindung + Radlagerung:

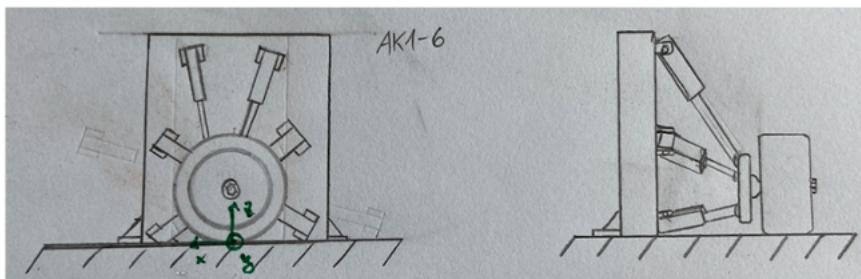
$$f = 1 (\varphi_{y,R}) \quad f = 0$$



- Drehen des Rades um eigene Achse ($\varphi_{y,R}$): Radlager
- Aufnahme $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$: Balken

Schräglaufwinkel, Sturz, Radlast, Radlagerung:

$$f_R = 1 (\varphi_{y,R}) \quad f = 6 \text{ bzw. } 3 (z, \varphi_x, \varphi_z)$$



- Verfahren in z, um φ_x und φ_z : AK 1-6
- Aufnahme $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$: Balken

Vorteile:

- Wenig Teile erforderlich
- Gute Fehlerkomp. auch in x-Richt. mögl.
- Sehr präzise, hohe Wiederholgenauigkeit
- Drehachse beliebig programmierbar!

Nachteile

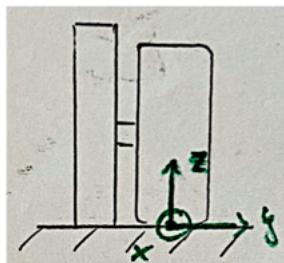
- Teuer, falls Fertiglösung
- Aufwendige Programmierung
(Synchronisation der Aktuatoren, alle Aktuatoren direkt voneinander abhängig)

Entwurf 2.2

Feste Anbindung:

$$f_R = 0$$

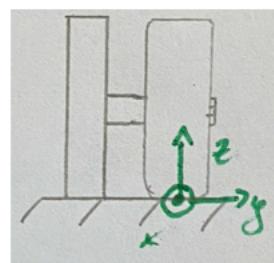
$$f = 0$$



Feste Anbindung + Radlagerung:

$$f_R = 1 (\varphi_{y,R})$$

$$f = 0$$



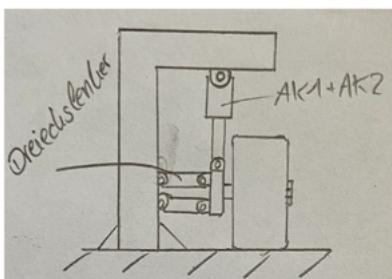
- Aufnahme $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$: Rahmentragwerk

- Drehen des Rades um eigene Achse ($\varphi_{y,R}$): Radlager
- Aufnahme $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$: Rahmen

Radlast + Radlagerung:

$$f_R = 1 (\varphi_{y,R})$$

$$f = 1 (z)$$



Annahme: Für kleine Radhöhe ist die, durch die Lagerung bedingte, bei jeder Bewegung in z-Richtung auftretende horizontale Verschiebung in y-Richtung vernachlässigbar klein.



Dreieckslenker werden nun jeweils durch zwei Aktuatoren ersetzt

- Verfahren in z: AK1 + AK2
- F_z -Aufnahme: AK1 + AK2 \rightarrow Rahmen
- Abstützen F_x, F_y, M_x, M_z : Dreieckslenker \rightarrow Rahmen
- Aufnahme $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$: Rahmentragwerk

Schräglaufwinkel, Sturz, Radlast, Radlagerung:

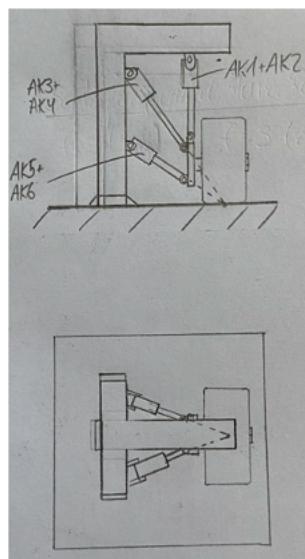
$$f_R = 1 (\varphi_{y,R})$$

$$f = 6 \text{ bzw. } 3 (z, \varphi_x, \varphi_z)$$

- Verfahren um φ_x : AK 3-6
- Verfahren um φ_z : AK 3-6
- Aufnahme $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$: Rahmen
- \rightarrow Aufgelöster Dreieckslenker (bestehend aus Aktuatoren) damit Lenkachse im Radaufstandspunkt

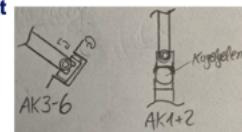
Vorteile:

- Wenig Teile erforderlich
- Unerwünschte transl. Verschiebungen in x- und y-Richtung sind gut kompensierbar
- Sehr präzise, hohe Wiederholgenauigkeit
- Drehachse beliebig programmierbar!



Nachteile

- Spezielle Lagerungen erforderlich
 \rightarrow mit 2 FHG orthogonal zueinander oder Kugelgelenk
- Aufwendige Programmierung (Synchronisation der Aktuatoren, alle Aktuatoren direkt voneinander abhängig)

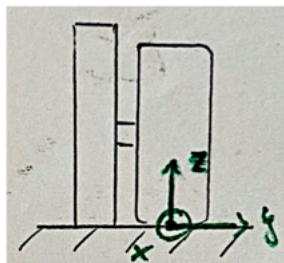


Entwurf 2.3

Feste Anbindung:

$$f_R = 0$$

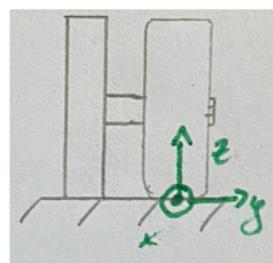
$$f = 0$$



Feste Anbindung + Radlagerung:

$$f_R = 1 (\varphi_{y,R})$$

$$f = 0$$



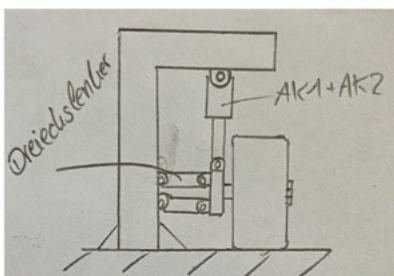
- Aufnahme $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$: Rahmentragwerk

- Drehen des Rades um eigene Achse ($\varphi_{y,R}$): Radlager
- Aufnahme $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$: Rahmen

Radlast + Radlagerung:

$$f_R = 1 (\varphi_{y,R})$$

$$f = 1 (z)$$



Annahme: Für kleine Radhöhe ist die, durch die Lagerung bedingte, bei jeder Bewegung in z-Richtung auftretende horizontale Verschiebung in y-Richtung vernachlässigbar klein.



Dreieckslenker werden nun jeweils durch zwei Aktuatoren ersetzt

- Verfahren in z: AK1 + AK2
- F_z -Aufnahme: AK1 + AK2 \rightarrow Rahmen
- Abstützen F_x, F_y, M_x, M_z : Dreieckslenker \rightarrow Rahmen
- Aufnahme $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$: Rahmentragwerk

Schräglaufwinkel, Sturz, Radlast, Radlagerung:

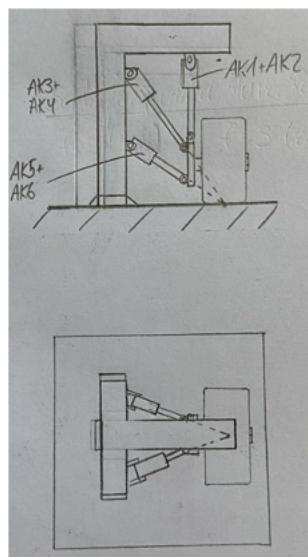
$$f_R = 1 (\varphi_{y,R})$$

$$f = 6 \text{ bzw. } 3 (z, \varphi_x, \varphi_z)$$

- Verfahren um φ_x : AK 3-6
- Verfahren um φ_z : AK 3-6
- Aufnahme $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$: Rahmen
- \rightarrow Aufgelöster Dreieckslenker (bestehend aus Aktuatoren) damit Lenkachse im Radaufstandspunkt

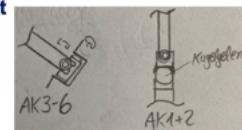
Vorteile:

- Wenig Teile erforderlich
- Unerwünschte transl. Verschiebungen in x- und y-Richtung sind gut kompensierbar
- Sehr präzise, hohe Wiederholgenauigkeit
- Drehachse beliebig programmierbar!



Nachteile

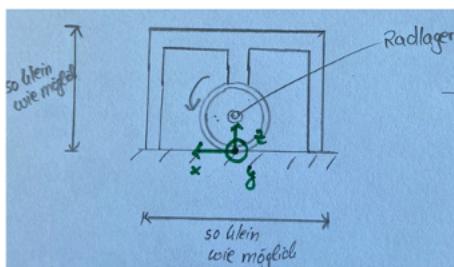
- Spezielle Lagerungen erforderlich
 \rightarrow mit 2 FHG orthogonal zueinander oder Kugelgelenk
- Aufwendige Programmierung (Synchronisation der Aktuatoren, alle Aktuatoren direkt voneinander abhängig)



Entwurf 3

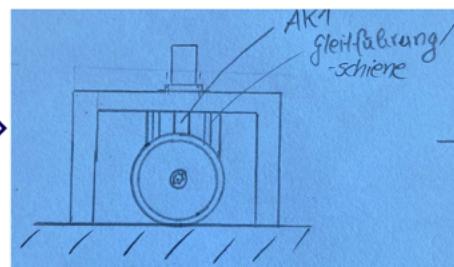
Feste Anbindung + Radlagerung:

$$f_R = 1 (\varphi_{y,R}) \quad f = 0$$



Radlast + Radlagerung:

$$f_R = 1 (\varphi_{y,R}) \quad f = 1 (z)$$

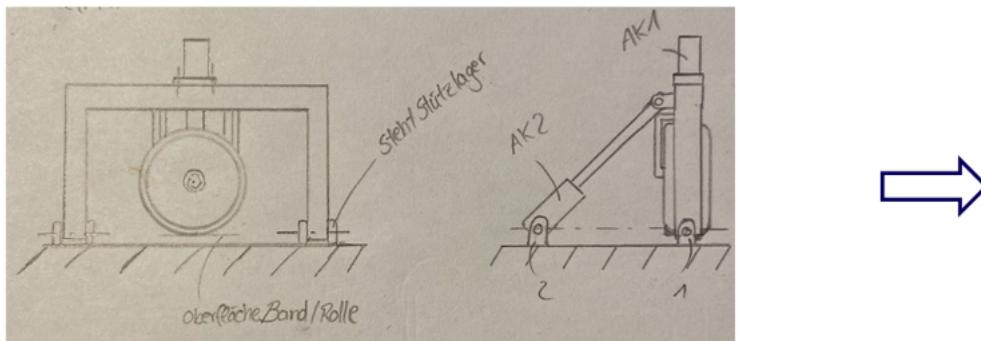


- Drehen des Rades um eigene Achse ($\varphi_{y,R}$): Radlager
- Aufnahme $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$: Rahmentragwerk

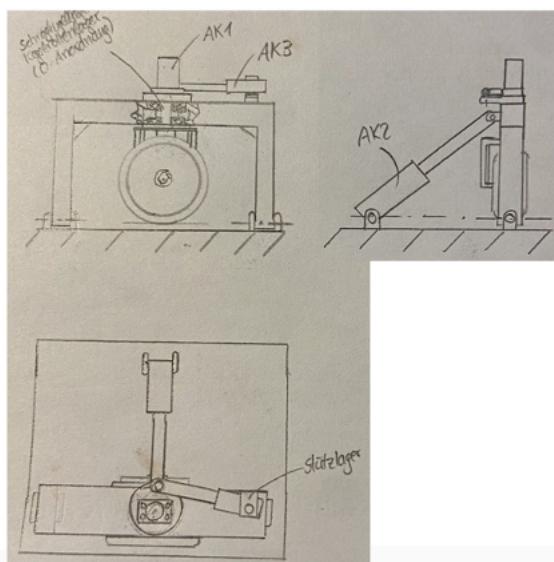
- Verfahren in z: AK1
- F_z -Aufnahme: Rahmen, an dem AK1 befestigt
- Abstützen M_z, M_x am AK1: Gleitführung
- Aufnahme $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$: Rahmen

Sturz, Radlast, Radlagerung:

$$f = 1 (\varphi_{y,R}) \quad f = 2 (z, \varphi_x)$$



- Verfahren um φ_x : AK2 + Stehlager
- M_x -Aufnahme: Stehlager „2“, an dem AK2 befestigt ist, in Verb. mit Stehlagern „1“
- Abstützen Moment um AK2-Längsachse + Biegung: Stehlager am Boden, Gabelkopf
- Aufnahme F_x, F_y, F_z, M_y, M_z : Stehlager



Schräglauwinkel, Sturz, Radlast, Radlagerung:

$$f_R = 1 (\varphi_{y,R}) \quad f = 3 (z, \varphi_x, \varphi_z)$$

- Verfahren um φ_z : AK3 + Lager
- M_z -Aufnahme: AK3 → Stützlager → Rahmen
- Abstützen der Momente um AK3 – Längsachse und Biegemoment: Kegelrollenlager + Stützlager
- Aufnahme F_x, F_y, F_z, M_y : Stehlager

Vorteile:

- Alle Drehachsen durch Radaufstandspunkt
- Aktuatoren nicht direkt voneinander abhängig

Nachteile:

- Evtl aufw. Lagerung

Anhang B - MATLAB-Berechnungsskript

```
%% =====
%% Reifenprüfstand: Günst. Einbauposition & Kräfte der Aktuatoren bestimmen
%% =====
clc;
% == EINGABE ERFORDERLICH ==
% Kräfte der Aktuatoren (mit n = 6 Aktuatoren)

F_AK1 = input(' Kraft AK1 in N \n');
F_AK2 = input(' Kraft AK2 in N \n');
F_AK3 = input(' Kraft AK3 in N \n');
F_AK4 = input(' Kraft AK4 in N \n');
F_AK5 = input(' Kraft AK5 in N \n');
F_AK6 = input(' Kraft AK6 in N \n');

% Feste Gelenkpunkte der Aktuatoren (AKB) im Raum gem.
% Reifenkoordinatensystem in m:
% == EINGABE ERFORDERLICH == (Aktives Konzept ausklammern)

% % KONZEPT 1:
% AKB1 = [ 0; -0.03; 0.20]; % [x1;y1;z1]
% AKB2 = [-0.18; -0.15; 0.12]; % [x2;y2;z2]
% AKB3 = [ 0.09; -0.15; 0.15]; % [x3;y3;z3]
% AKB4 = [-0.09; -0.15; 0.15]; % [x4;y4;z4]
% AKB5 = [ 0.09; -0.15; 0.09]; % [x5;y5;z5]
% AKB6 = [-0.09; -0.15; 0.09]; % [x6;y6;z6]

% KONZEPT 2: ausgewählt
% AKB1 = [ 0; -0.15; 0.18]; % [x1;y1;z1]
% AKB2 = [-0.15; -0.15; 0.12]; % [x2;y2;z2]
% AKB3 = [ 0.09; -0.15; 0.15]; % [x3;y3;z3]
% AKB4 = [-0.09; -0.15; 0.15]; % [x4;y4;z4]
% AKB5 = [ 0.09; -0.15; 0.09]; % [x5;y5;z5]
% AKB6 = [-0.09; -0.15; 0.09]; % [x6;y6;z6]

% KONZEPT 2: Finaler Entwurf
AKB1 = [ 0; -0.227; 0.20]; % [x1;y1;z1]
AKB2 = [-0.13; -0.225; 0.11]; % [x2;y2;z2]
AKB3 = [ 0.08; -0.227; 0.16]; % [x3;y3;z3]
AKB4 = [-0.08; -0.227; 0.16]; % [x4;y4;z4]
AKB5 = [ 0.08; -0.227; 0.06]; % [x5;y5;z5]
AKB6 = [-0.08; -0.227; 0.06]; % [x6;y6;z6]

% % KONZEPT 3:
% AKB1 = [ 0; -0.03; 0.20]; % [x1;y1;z1]
% AKB2 = [-0.18; -0.15; 0.12]; % [x2;y2;z2]
% AKB3 = [ 0.03; -0.15; 0.15]; % [x3;y3;z3]
% AKB4 = [-0.03; -0.15; 0.15]; % [x4;y4;z4]
% AKB5 = [ 0.03; -0.15; 0.09]; % [x5;y5;z5]
% AKB6 = [-0.03; -0.15; 0.09]; % [x6;y6;z6]
%
% % KONZEPT 4: (Achtung: Bei Radträger AKR Konzept 4 mit auswählen)
% AKB1 = [ 0.18; -0.15; 0.12]; % [x1;y1;z1]
% AKB2 = [-0.18; -0.15; 0.12]; % [x2;y2;z2]
% AKB3 = [ 0.09; -0.15; 0.15]; % [x3;y3;z3]
% AKB4 = [-0.09; -0.15; 0.15]; % [x4;y4;z4]
% AKB5 = [ 0.09; -0.15; 0.09]; % [x5;y5;z5]
% AKB6 = [-0.09; -0.15; 0.09]; % [x6;y6;z6]

% =====
```

```
% Vorgabe: Anbindungspunkte am Radträger in Nullstellung (AKR):
% == EINGABE ERFORDERLICH == Annahme: alle y-Werte gleich

% KONZEPT 1,2 und 3
AKR1 = [ 0; -0.072; 0.08]; % [xR1;yR1;zR1]
AKR2 = [-0.03; -0.072; 0.05]; % [xR2;yR2;zR2]
AKR3 = [ 0.03; -0.072; 0.08]; % [xR3;yR3;zR3]
AKR4 = [-0.03; -0.072; 0.08]; % [xR4;yR4;zR4]
AKR5 = [ 0.03; -0.072; 0.02]; % [xR5;yR5;zR5]
AKR6 = [-0.03; -0.072; 0.02]; % [xR6;yR6;zR6]

% % KONZEPT 4!
% AKR1 = [ 0.03; -0.03; 0.05]; % [xR1;yR1;zR1]
% AKR2 = [-0.03; -0.03; 0.05]; % [xR2;yR2;zR2]
% AKR3 = [ 0.02; -0.03; 0.08]; % [xR3;yR3;zR3]
% AKR4 = [-0.02; -0.03; 0.08]; % [xR4;yR4;zR4]
% AKR5 = [ 0.02; -0.03; 0.02]; % [xR5;yR5;zR5]
% AKR6 = [-0.02; -0.03; 0.02]; % [xR6;yR6;zR6]

% =====
% Annahme: Zur Vereinfachung bleibt der Drehpunkt immer im Ursprung
% Sturzwinkel eingeben
% Schräglaufwinkel eingeben

gamma_input = [-5, -3, -1, 0, 1, 3, 5]; % Sturzwinkel in ° angeben (i)
alpha_input = [-20, -10, 0, 10, 15, 20]; % Schräglauft in ° angeben (k)

F_AK = [];
F_R = [];
L_AK1 = [];
L_AK2 = [];
L_AK3 = [];
L_AK4 = [];
L_AK5 = [];
L_AK6 = [];

for i = 1:1:7 % Anzahl an Sturzwerten
    gamma_in = gamma_input(:,i);
    gamma = deg2rad(gamma_in);

    % Koord. der Anbindungspunkte am Radträger nach Sturz (AKRy)

    xRy1 = AKR1(1,:);
    yRy1 = AKR1(2,:)*cos(gamma)-AKR1(3,:)*sin(gamma);
    zRy1 = AKR1(2,:)*sin(gamma)+AKR1(3,:)*cos(gamma);

    xRy2 = AKR2(1,:);
    yRy2 = AKR2(2,:)*cos(gamma)-AKR2(3,:)*sin(gamma);
    zRy2 = AKR2(2,:)*sin(gamma)+AKR2(3,:)*cos(gamma);

    xRy3 = AKR3(1,:);
    yRy3 = AKR3(2,:)*cos(gamma)-AKR3(3,:)*sin(gamma);
    zRy3 = AKR3(2,:)*sin(gamma)+AKR3(3,:)*cos(gamma);

    xRy4 = AKR4(1,:);
    yRy4 = AKR4(2,:)*cos(gamma)-AKR4(3,:)*sin(gamma);
    zRy4 = AKR4(2,:)*sin(gamma)+AKR4(3,:)*cos(gamma);

    xRy5 = AKR5(1,:);
```

```

yRy5 = AKR5(2,:)*cos(gamma)-AKR5(3,:)*sin(gamma);
zRy5 = AKR5(2,:)*sin(gamma)+AKR5(3,:)*cos(gamma);

xRy6 = AKR6(1,:);
yRy6 = AKR6(2,:)*cos(gamma)-AKR6(3,:)*sin(gamma);
zRy6 = AKR6(2,:)*sin(gamma)+AKR6(3,:)*cos(gamma);

AKRy1 = [xRy1-AKR1(1,:);yRy1-AKR1(2,:);zRy1-AKR1(3,:)]; %
[xRy1;yRy1;zRy1]
AKRy2 = [xRy2-AKR2(1,:);yRy2-AKR2(2,:);zRy2-AKR2(3,:)]; %
[xRy2;yRy2;zRy2]
AKRy3 = [xRy3-AKR3(1,:);yRy3-AKR3(2,:);zRy3-AKR3(3,:)]; %
[xRy3;yRy3;zRy3]
AKRy4 = [xRy4-AKR4(1,:);yRy4-AKR4(2,:);zRy4-AKR4(3,:)]; %
[xRy4;yRy4;zRy4]
AKRy5 = [xRy5-AKR5(1,:);yRy5-AKR5(2,:);zRy5-AKR5(3,:)]; %
[xRy5;yRy5;zRy5]
AKRy6 = [xRy6-AKR6(1,:);yRy6-AKR6(2,:);zRy6-AKR6(3,:)]; %
[xRy6;yRy6;zRy6]

for k = 1:1:6 % Anzahl an Schräglaufwerten
alpha_in = alpha_input(:,k);
alpha = deg2rad(alpha_in);

% Änderung der Koord. der Gelenkanbindungspunkte am Radträger nach
Schräglau (AKRa)

xRa1 = AKR1(1,:)*cos(alpha)-AKR1(2,:)*sin(alpha);
yRa1 = AKR1(1,:)*sin(alpha)+AKR1(2,:)*cos(alpha);
zRa1 = AKR1(3,:)*cos(alpha)+(1-cos(alpha))*AKR1(3,:);

xRa2 = AKR2(1,:)*cos(alpha)-AKR2(2,:)*sin(alpha);
yRa2 = AKR2(1,:)*sin(alpha)+AKR2(2,:)*cos(alpha);
zRa2 = AKR2(3,:)*cos(alpha)+(1-cos(alpha))*AKR2(3,:);

xRa3 = AKR3(1,:)*cos(alpha)-AKR3(2,:)*sin(alpha);
yRa3 = AKR3(1,:)*sin(alpha)+AKR3(2,:)*cos(alpha);
zRa3 = AKR3(3,:)*cos(alpha)+(1-cos(alpha))*AKR3(3,:);

xRa4 = AKR4(1,:)*cos(alpha)-AKR4(2,:)*sin(alpha);
yRa4 = AKR4(1,:)*sin(alpha)+AKR4(2,:)*cos(alpha);
zRa4 = AKR4(3,:)*cos(alpha)+(1-cos(alpha))*AKR4(3,:);

xRa5 = AKR5(1,:)*cos(alpha)-AKR5(2,:)*sin(alpha);
yRa5 = AKR5(1,:)*sin(alpha)+AKR5(2,:)*cos(alpha);
zRa5 = AKR5(3,:)*cos(alpha)+(1-cos(alpha))*AKR5(3,:);

xRa6 = AKR6(1,:)*cos(alpha)-AKR6(2,:)*sin(alpha);
yRa6 = AKR6(1,:)*sin(alpha)+AKR6(2,:)*cos(alpha);
zRa6 = AKR6(3,:)*cos(alpha)+(1-cos(alpha))*AKR6(3,:);

AKRa1 = [xRa1-AKR1(1,:);yRa1-AKR1(2,:);zRa1-AKR1(3,:)]; %
[xRa1;yRa1;zRa1]
AKRa2 = [xRa2-AKR2(1,:);yRa2-AKR2(2,:);zRa2-AKR2(3,:)]; %
[xRa2;yRa2;zRa2]
AKRa3 = [xRa3-AKR3(1,:);yRa3-AKR3(2,:);zRa3-AKR3(3,:)]; %
[xRa3;yRa3;zRa3]
AKRa4 = [xRa4-AKR4(1,:);yRa4-AKR4(2,:);zRa4-AKR4(3,:)]; %
[xRa4;yRa4;zRa4]
AKRa5 = [xRa5-AKR5(1,:);yRa5-AKR5(2,:);zRa5-AKR5(3,:)]; %
[xRa5;yRa5;zRa5]

```

```

AKRa6 = [xRa6-AKR6(1,:);yRa6-AKR6(2,:);zRa6-AKR6(3,:)]; %
[xRa6;yRa6;zRa6]

% neue Koordinaten am Radträger (AKRn) (zur Berechnung von Längen für
Kraft)
% Superposition

AKRn1 = [ AKRa1(1,:)+AKRy1(1,:)+AKR1(1,:);
AKRa1(2,:)+AKRy1(2,:)+AKR1(2,:); AKRa1(3,:)+AKRy1(3,:)+AKR1(3,:)];
AKRn2 = [ AKRa2(1,:)+AKRy2(1,:)+AKR2(1,:);
AKRa2(2,:)+AKRy2(2,:)+AKR2(2,:); AKRa2(3,:)+AKRy2(3,:)+AKR2(3,:)];
AKRn3 = [ AKRa3(1,:)+AKRy3(1,:)+AKR3(1,:);
AKRa3(2,:)+AKRy3(2,:)+AKR3(2,:); AKRa3(3,:)+AKRy3(3,:)+AKR3(3,:)];
AKRn4 = [ AKRa4(1,:)+AKRy4(1,:)+AKR4(1,:);
AKRa4(2,:)+AKRy4(2,:)+AKR4(2,:); AKRa4(3,:)+AKRy4(3,:)+AKR4(3,:)];
AKRn5 = [ AKRa5(1,:)+AKRy5(1,:)+AKR5(1,:);
AKRa5(2,:)+AKRy5(2,:)+AKR5(2,:); AKRa5(3,:)+AKRy5(3,:)+AKR5(3,:)];
AKRn6 = [ AKRa6(1,:)+AKRy6(1,:)+AKR6(1,:);
AKRa6(2,:)+AKRy6(2,:)+AKR6(2,:); AKRa6(3,:)+AKRy6(3,:)+AKR6(3,:)];

% Längenberechnung der Aktuatoren

L_AK_ber1 = sqrt((AKB1(1,:)-AKRn1(1,:))^2 + (AKB1(2,:)-
AKRn1(2,:))^2 + (AKB1(3,:)-AKRn1(3,:))^2);
L_AK1 = [L_AK1; L_AK_ber1];
L_AK_ber2 = sqrt((AKB2(1,:)-AKRn2(1,:))^2 + (AKB2(2,:)-
AKRn2(2,:))^2 + (AKB2(3,:)-AKRn2(3,:))^2);
L_AK2 = [L_AK2; L_AK_ber2];
L_AK_ber3 = sqrt((AKB3(1,:)-AKRn3(1,:))^2 + (AKB3(2,:)-
AKRn3(2,:))^2 + (AKB3(3,:)-AKRn3(3,:))^2);
L_AK3 = [L_AK3; L_AK_ber3];
L_AK_ber4 = sqrt((AKB4(1,:)-AKRn4(1,:))^2 + (AKB4(2,:)-
AKRn4(2,:))^2 + (AKB4(3,:)-AKRn4(3,:))^2);
L_AK4 = [L_AK4; L_AK_ber4];
L_AK_ber5 = sqrt((AKB5(1,:)-AKRn5(1,:))^2 + (AKB5(2,:)-
AKRn5(2,:))^2 + (AKB5(3,:)-AKRn5(3,:))^2);
L_AK5 = [L_AK5; L_AK_ber5];
L_AK_ber6 = sqrt((AKB6(1,:)-AKRn6(1,:))^2 + (AKB6(2,:)-
AKRn6(2,:))^2 + (AKB6(3,:)-AKRn6(3,:))^2);
L_AK6 = [L_AK6; L_AK_ber6];

%%%%%%%%%%%%%
% KRAFT BERECHNUNG

%%%%%%%%%%%%%
% Richtungsvektoren der AK berechnen (RVAK) ! Ursprung muss in
[0,0,0]
% liegen

RVAK1 = [AKRn1(1,:)-AKB1(1,:), AKRn1(2,:)-AKB1(2,:), AKRn1(3,:)-
AKB1(3,:)];
WAK1x = atan2d(RVAK1(2), RVAK1(1)); % Winkel zu
x-Achse in xy-Ebene(um z)
WAK1y = atan2d(RVAK1(3), sqrt(RVAK1(1)^2 + RVAK1(2)^2)); % Winkel zu
y-Achse in xz-Ebene(um y)
%WAK1z = atan2d(sqrt(RVAK1(1)^2 + RVAK1(2)^2), RVAK1(3)); % Winkel zu
z-Achse

RVAK2 = [AKRn2(1,:)-AKB2(1,:), AKRn2(2,:)-AKB2(2,:), AKRn2(3,:)-
AKB2(3,:)];

```

```

WAK2x = atan2d(RVAK2(2), RVAK2(1));
WAK2y = atan2d(RVAK2(3), sqrt(RVAK2(1)^2 + RVAK2(2)^2));

RVAK3 = [AKRn3(1,:)-AKB3(1,:), AKRn3(2,:)-AKB3(2,:), AKRn3(3,:)-AKB3(3,:)];
WAK3x = atan2d(RVAK3(2), RVAK3(1));
WAK3y = atan2d(RVAK3(3), sqrt(RVAK3(1)^2 + RVAK3(2)^2));

RVAK4 = [AKRn4(1,:)-AKB4(1,:), AKRn4(2,:)-AKB4(2,:), AKRn4(3,:)-AKB4(3,:)];
WAK4x = atan2d(RVAK4(2), RVAK4(1));
WAK4y = atan2d(RVAK4(3), sqrt(RVAK4(1)^2 + RVAK4(2)^2));

RVAK5 = [AKRn5(1,:)-AKB5(1,:), AKRn5(2,:)-AKB5(2,:), AKRn5(3,:)-AKB5(3,:)];
WAK5x = atan2d(RVAK5(2), RVAK5(1));
WAK5y = atan2d(RVAK5(3), sqrt(RVAK5(1)^2 + RVAK5(2)^2));

RVAK6 = [AKRn6(1,:)-AKB6(1,:), AKRn6(2,:)-AKB6(2,:), AKRn6(3,:)-AKB6(3,:)];
WAK6x = atan2d(RVAK6(2), RVAK6(1));
WAK6y = atan2d(RVAK6(3), sqrt(RVAK6(1)^2 + RVAK6(2)^2));

% Kraftmatrizen aufstellen (F_AKK)

F_AKK1 = [F_AK1*cos(WAK1x*pi/180), F_AK1*sin(WAK1x*pi/180),
F_AK1*sin(WAK1y*pi/180)];
F_AKK2 = [F_AK2*cos(WAK2x*pi/180), F_AK2*sin(WAK2x*pi/180),
F_AK2*sin(WAK2y*pi/180)];
F_AKK3 = [F_AK3*cos(WAK3x*pi/180), F_AK3*sin(WAK3x*pi/180),
F_AK3*sin(WAK3y*pi/180)];
F_AKK4 = [F_AK4*cos(WAK4x*pi/180), F_AK4*sin(WAK4x*pi/180),
F_AK4*sin(WAK4y*pi/180)];
F_AKK5 = [F_AK5*cos(WAK5x*pi/180), F_AK5*sin(WAK5x*pi/180),
F_AK5*sin(WAK5y*pi/180)];
F_AKK6 = [F_AK6*cos(WAK6x*pi/180), F_AK6*sin(WAK6x*pi/180),
F_AK6*sin(WAK6y*pi/180)];

% Über KGG die Kräfte [N] am Rad berechnen

Fx =
F_AKK1(:,1)+F_AKK2(:,1)+F_AKK3(:,1)+F_AKK4(:,1)+F_AKK5(:,1)+F_AKK6(:,1); % Längskraft
Fy =
F_AKK1(:,2)+F_AKK2(:,2)+F_AKK3(:,2)+F_AKK4(:,2)+F_AKK5(:,2)+F_AKK6(:,2); % Seitenkraft
Fz =
F_AKK1(:,3)+F_AKK2(:,3)+F_AKK3(:,3)+F_AKK4(:,3)+F_AKK5(:,3)+F_AKK6(:,3); % Radlast

% Sammeln der AK-Kräfte

F_AK_A = [F_AKK1, F_AKK2, F_AKK3, F_AKK4, F_AKK5, F_AKK6];
F_R_A = [Fx, Fy, Fz];
F_AK = [F_AK; F_AK_A];
F_R = [F_R; F_R_A];

% Graphische Auswertung
if alpha_in == 15 && gamma_in == 5
    figure

```

```

plot3(AKB1(1),AKB1(2),AKB1(3),'o', 'markerfacecolor','blue'); %
Feste AK-AB in blau
hold on; grid on;
plot3(AKB2(1),AKB2(2),AKB2(3),'o', 'markerfacecolor','blue');
hold on; grid on;
plot3(AKB3(1),AKB3(2),AKB3(3),'o', 'markerfacecolor','blue');
hold on; grid on;
plot3(AKB4(1),AKB4(2),AKB4(3),'o', 'markerfacecolor','blue');
hold on; grid on;
plot3(AKB5(1),AKB5(2),AKB5(3),'o', 'markerfacecolor','blue');
hold on; grid on;
plot3(AKB6(1),AKB6(2),AKB6(3),'o', 'markerfacecolor','blue');
hold on; grid on;
plot3(AKRn1(1),AKRn1(2),AKRn1(3),'o', 'markerfacecolor','red'); %
Radträger-AK-AB in rot
hold on; grid on;
plot3(AKRn2(1),AKRn2(2),AKRn2(3),'o', 'markerfacecolor','red');
hold on; grid on;
plot3(AKRn3(1),AKRn3(2),AKRn3(3),'o', 'markerfacecolor','red');
hold on; grid on;
plot3(AKRn4(1),AKRn4(2),AKRn4(3),'o', 'markerfacecolor','red');
hold on; grid on;
plot3(AKRn5(1),AKRn5(2),AKRn5(3),'o', 'markerfacecolor','red');
hold on; grid on;
plot3(AKRn6(1),AKRn6(2),AKRn6(3),'o', 'markerfacecolor','red');
hold on; grid on;
plot3([AKB1(1), AKRn1(1)], [AKB1(2), AKRn1(2)], [AKB1(3),
AKRn1(3)],'black','LineWidth', 3); % Verbinden mit Linie
hold on; grid on;
plot3([AKB2(1), AKRn2(1)], [AKB2(2), AKRn2(2)], [AKB2(3),
AKRn2(3)],'black','LineWidth', 3);
hold on; grid on;
plot3([AKB3(1), AKRn3(1)], [AKB3(2), AKRn3(2)], [AKB3(3),
AKRn3(3)],'black','LineWidth', 3);
hold on; grid on;
plot3([AKB4(1), AKRn4(1)], [AKB4(2), AKRn4(2)], [AKB4(3),
AKRn4(3)],'black','LineWidth', 3);
hold on; grid on;
plot3([AKB5(1), AKRn5(1)], [AKB5(2), AKRn5(2)], [AKB5(3),
AKRn5(3)],'black','LineWidth', 3);
hold on; grid on;
plot3([AKB6(1), AKRn6(1)], [AKB6(2), AKRn6(2)], [AKB6(3),
AKRn6(3)],'black','LineWidth', 3);
hold on; grid on;
title('Hexapod')
set(gca, 'FontSize', 14);
txt = ['Schräglaufwinkel: ' int2str(alpha_in) '° | Sturzwinkel:
int2str(gamma_in) '°'];
subtitle(txt)
xlabel('X');
ylabel('Y');
zlabel('Z');
end
end
end
% =====
% Übersicht der Kräfte am Radträger bei versch. Schräglauf- und Sturzwerten
% =====
figure

```

```
% Fx am Radträger
for m = 0:1:6
    F_R_x = [F_R(((m*6)+1),1), F_R(((m*6)+2),1), F_R(((m*6)+3),1),
    F_R(((m*6)+4),1), F_R(((m*6)+5),1), F_R(((m*6)+6),1)];
    plot(alpha_input(1,:),F_R_x,'blue','LineWidth', 1); hold on; grid on;
end
% Fy am Radträger
for n = 0:1:6
    F_R_y = [F_R(((n*6)+1),2), F_R(((n*6)+2),2), F_R(((n*6)+3),2),
    F_R(((n*6)+4),2), F_R(((n*6)+5),2), F_R(((n*6)+6),2)];
    plot(alpha_input(1,:),F_R_y,'red','LineWidth', 1); hold on; grid on;
end
% Fz am Radträger
for o = 0:1:6
    F_R_z = [F_R(((o*6)+1),3), F_R(((o*6)+2),3), F_R(((o*6)+3),3),
    F_R(((o*6)+4),3), F_R(((o*6)+5),3), F_R(((o*6)+6),3)];
    plot(alpha_input(1,:),F_R_z,'green','LineWidth', 1); hold on; grid on;
end
set(gca, 'FontSize', 18);
title('Kräfte am Radträger in Fx, Fy und Fz')
xlabel('Schräglauwinkel in °');
xlim([0, 25]);
ylabel('Kraft in N');
ylim([-140, 300]);
legend('Kräfte in x-Richtung', ' ', ' ', ' ', ' ', ' ', 'Kräfte in y-
Richtung', ' ', ' ', ' ', ' ', ' ', ' ', 'Kräfte in z-Richtung');
txt = ['Kräfte am Aktuator: ' int2str(F_AK1) 'N'];
subtitle(txt)

% Plot der Längskräfte
LM = [];
for q = 1:1:42
    Zaehler = q;
    LMv =Zaehler;
    LM = [LM,LMv];
end

figure
plot(LM(1,:),L_AK1*1000,'green','LineWidth', 3); hold on; grid on
plot(LM(1,:),L_AK2*1000,'red','LineWidth', 3); hold on; grid on
plot(LM(1,:),L_AK3*1000,'black','LineWidth', 3); hold on; grid on
plot(LM(1,:),L_AK4*1000,'magenta','LineWidth', 3); hold on; grid on
plot(LM(1,:),L_AK5*1000,'cyan','LineWidth', 3); hold on; grid on
plot(LM(1,:),L_AK6*1000,'blue','LineWidth', 3); hold on; grid on
set(gca, 'FontSize', 18);
title('Aktuatorlängen')
xlabel('Nummer der Längenmessung');
xlim([0, 25]);
ylabel('Längen der Aktuatoren in mm');
ylim([151.6, 207.1]);
legend('AK1', 'AK2', 'AK3', 'AK4', 'AK5', 'AK6');
subtitle(txt)

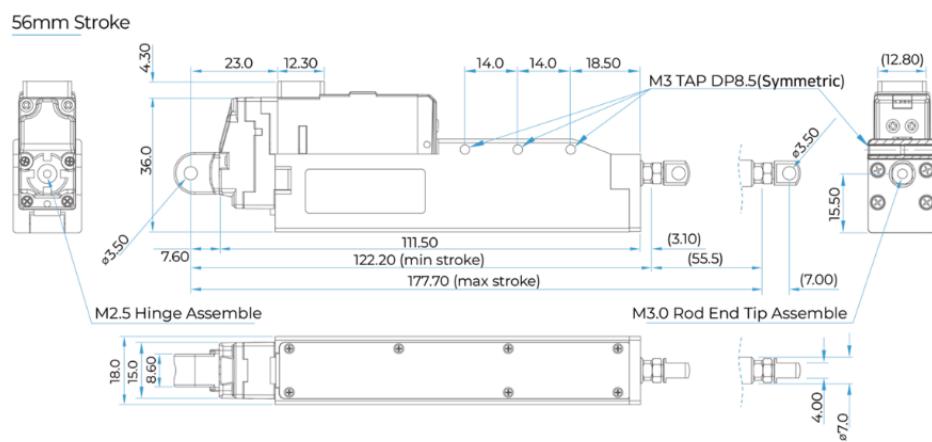
%% 01.09.2023 – /Joshua Borrs
```

Anhang C - Technische Spezifikationen Mighty Zap L12-50PT-6⁴⁶

Repeatability	Stroke	Unidirectional
	27mm / 41mm	30µm (0.03mm)
	56mm	40µm (0.04mm)
	96mm	50µm (0.05mm)
Mechanical Backlash	0.03mm (30µm)	
Rod Type	Metal Alloy Rod	
Motor Type	Coreless Motor	
Motor Watt	26W	
Recommended Duty Cycle	At Rated Load	At Max Applicable Load
	Max 50%	Max 20%
Position Sensor	10KΩ linear Potentiometer	
Input Voltage Range	7 ~ 13V (Rated Voltage : 12V)	
Current Consumption	Idle	Rated
	20mA	380mA
Audible Noise	Approx. 50db at 1m	
Data Communication / Protocol	RS-485 or TTL(PT version) / IR Robot open protocol	
LED Indication	Two Errors Indications (Input voltage, Overload)	
Pulse Signal / Pulse Range	PWM (PT version, R/C Hobby Signal) / 900µs(Rettracted)-1500µs(Center)-2100µs (Extended)	
Ingress Protection	IP-54 (Dust & Water Tight)	
Size / Weight (Excluding rod-end & hinge)	27mm	57.4(L)x29.9(W)x15(H)mm / 49~52g
	41mm	86.9(L)x36(W)x18(H)mm / 96~99g
	56mm	111.5(L)x36(W)x18(H)mm / 124~127g
	96mm	151.5(L)x36(W)x18(H)mm / 177g
Operating		

Temperature	-10°C ~ 60°C
Wire Harness	TTL(PT version) : Molex to Molex Type (Molex 50-37-5033, 3pins) / 200mm length, 0.08×60(22AWG)
	or RS485(F version) : Molex to Molex Type (Molex 0510650400, 4pins) / 200mm length, 0.08×60(22AWG)

Dimension



Anhang D - Technische Spezifikationen K6D40 50N/5Nm/MP11 ⁴⁷

ME-Meßsysteme GmbH
Eduard-Maurer-Str. 9
DE-16761 Hennigsdorf

Tel +49 (0)3302 8982 4 10
Fax +49 (0)3302 8982 4 69

Mail info@me-systeme.de
Web www.me-systeme.de



K6D40 50N/5Nm/MP11



Beschreibung

Der Mehrkomponenten-Sensor K6D40 eignet sich für die Kraft- und Drehmomentmessung in drei zueinander senkrechten Achsen. Aufgrund des geringen Gewichts des Mehrachsensensors von nur 160g (K6D40 200N/5Nm) bzw. 450g (K6D40 500N/20Nm) eignet er sich hervorragend für Anwendungen in der Robotik, wie z.B.

- Kollisionserkennung
- "Teach-In"
- Anwesenheits- bzw. Fehlererkennung
- Kraft- bzw. Momentengesteuerte Bedienung
- Belastungsmessung in der Medizintechnik / Prothetik / Orthopädiotechnik / Ganganalyse
- Messungen in der Sportmedizin
- Komfortmessungen / Ergonomiemessungen

Die Auswertung der Kraft- und Momentenbelastung erfolgt z.B. mit einem Messverstärker GSV-8DS SubD44HD oder GSV-8AS.. Die Berechnung der 6 Lastgrößen ist z.B. über eine Windows-DLL oder über Labview möglich mit Hilfe eines bereitgestellten digitalen Kalibrierdokuments. Das Kalibrierdokument enthält die individuellen Kalibrierfaktoren und Fehlerkorrekturen des Sensors.
Der Sensor K6D40 200N/5Nm ist aus einer Aluminium Legierung mit einem Edelstahl-Gehäuse gefertigt. Der Sensor K6D40 500N/20Nm ist komplett aus Edelstahl gefertigt.

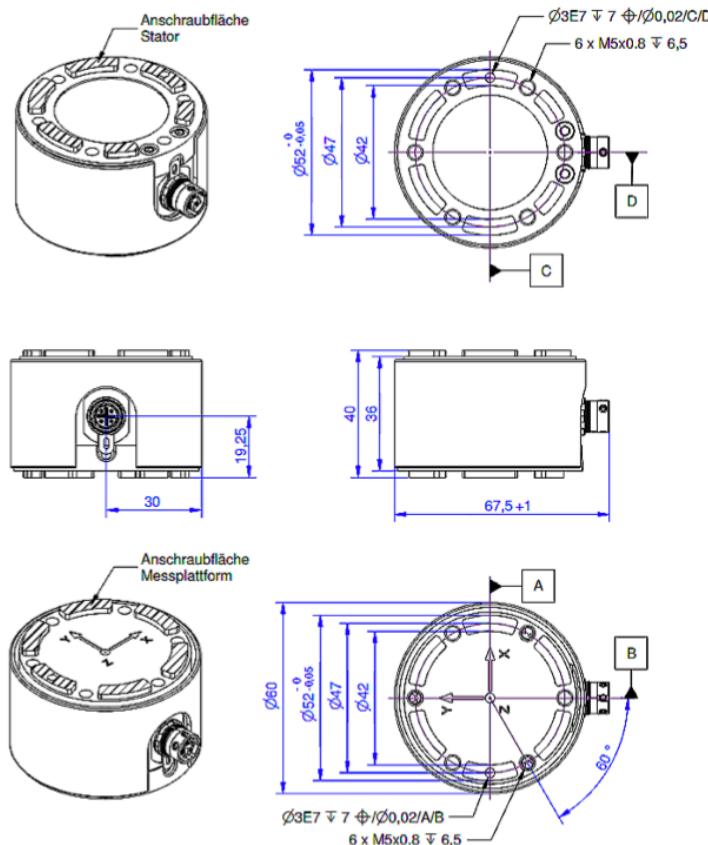
ME-Meßsysteme GmbH
Eduard-Maurer-Str. 9
DE-16761 Hennigsdorf

Tel +49 (0)3302 8982 4 10
Fax +49 (0)3302 8982 4 69

Mail info@me-systeme.de
Web www.me-systeme.de



Abmessungen



ME-Meßsysteme GmbH
Eduard-Maurer-Str. 9
DE-16761 Hennigsdorf

Tel +49 (0)3302 8982 4 10
Fax +49 (0)3302 8982 4 69

Mail info@me-systeme.de
Web www.me-systeme.de



Technische Daten

Kraftsensor

Typ	6-Achsen Kraftsensor	
Kraftrichtung	Zug / Druck	
Nennkraft Fx	50	N
Nennkraft Fy	50	N
Nennkraft Fz	200	N
Krafteinleitung	Innengewinde	
Abmessung 1	6x M5x0,8	
Sensor Befestigung	Innengewinde	
Abmessung 2	6x M5x0,8	
Gebrauchskraft	400	% FS
Material	Edelstahl	
Abmessungen	Ø60 x 40	mm
Höhe	40	mm
Länge oder Durchmesser	60	mm
Nenndrehmoment Mx	5	Nm
Nenndrehmoment My	5	Nm
Nenndrehmoment Mz	5	Nm
Grenzdrehmoment	300	% FS
Grenzbiegemoment	500	% FS

Elektrische Daten

Eingangswiderstand	1000	Ohm
Toleranz Eingangswiderstand	10	Ohm
Ausgangswiderstand	1000	Ohm
Toleranz Ausgangswiderstand	10	Ohm
Isolationswiderstand	2	GOhm
Nennbereich der Speisespannung	2.5 ... 5	V
Gebrauchsbereich der Speisespannung	1 ... 5	V
Nullsignal von	-1.5	mV/V
Nullsignal bis	1.5	mV/V
Kennwertbereich min	0.2	mV/V
Kennwertbereich max	0.45	mV/V

Genauigkeitsdaten

Genauigkeitsklasse	0,5%
relative Linearitätsabweichung	0.2 %FS
relative Nullsignalhysterese	0.2 %FS
Temperatureinfluss auf das Nullsignal	0.2 %FS/K
Temperatureinfluss auf den Kennwert	0.05 %RD/K
relative Spannweite	0.5 %FS

Anschlussdaten

Anschlusstyp	24-Leiter offen
--------------	-----------------

ME-Meßsysteme GmbH
Eduard-Maurer-Str. 9
DE-16761 Hennigsdorf

Tel +49 (0)3302 8982 4 10
Fax +49 (0)3302 8982 4 69

Mail info@me-systeme.de
Web www.me-systeme.de



Anschlussbezeichnung

Rundsteckverbinder MP11, 24-polig, male

Exzentrizität und Übersprechen

Übersprechen

0.5 %FS

Umweltdaten

Nenntemperaturbereich

-10 ... 70 °C

Gebrauchstemperaturbereich

-10 ... 85 °C

Lagertemperaturbereich

-10 ... 85 °C

Schutzart

IP65

Abkürzungen: RD: Istwert („Reading“); FS: Endwert („Full Scale“);

Für die Ermittlung der Kräfte Fx, Fy, Fz und Momente Mx, My, und Mz aus den 6 Messkanälen, und zur Kompensation des Übersprechens ist die Anwendung einer Kalibriermatrix erforderlich.

Die Kalibriertypen werden für den Sensor individuell ermittelt und dokumentiert. Der Messfehler durch Übersprechen wird durch die Angabe der erweiterten Messunsicherheit (k=2) für die Kräfte Fx, Fy, Fz, und Momente Mx, My, Mz für den Sensor individuell ausgewiesen.

ME-Meßsysteme GmbH
Eduard-Maurer-Str. 9
DE-16761 Hennigsdorf

Tel +49 (0)3302 8982 4 10
Fax +49 (0)3302 8982 4 69

Mail info@me-systeme.de
Web www.me-systeme.de



Anschlussbelegung

Kanal	Abkürzung	Bezeichnung	Aderfarbe	PIN
1	+Us	positive Brückenspeisung	gelb	14
	-Us	negative Brückenspeisung	grün	13
	+Ud	positiver Brückenausgang	weiß	1
	-Ud	negativer Brückenausgang	braun	5
2	+Us	positive Brückenspeisung	grau	15
	-Us	negative Brückenspeisung	schwarz	16
	+Ud	positiver Brückenausgang	rot	7
	-Ud	negativer Brückenausgang	rosa	6
3	+Us	positive Brückenspeisung	braun-blau	23
	-Us	negative Brückenspeisung	weiß-rot	24
	+Ud	positiver Brückenausgang	braun-rot	12
	-Ud	negativer Brückenausgang	weiß-rosa	4
4	+Us	positive Brückenspeisung	weiß-gelb	19
	-Us	negative Brückenspeisung	gelb-braun	20
	+Ud	positiver Brückenausgang	braun-grün	9
	-Ud	negativer Brückenausgang	weiß-grün	3
5	+Us	positive Brückenspeisung	weiß-grau	21
	-Us	negative Brückenspeisung	weiß-blau	22
	+Ud	positiver Brückenausgang	grau-braun	10
	-Ud	negativer Brückenausgang	rosa-braun	11
6	+Us	positive Brückenspeisung	grau-rosa	18
	-Us	negative Brückenspeisung	violett	17
	+Ud	positiver Brückenausgang	rot-blau	8
	-Ud	negativer Brückenausgang	blau	2
-	Schirm		transparent	n.c.

Schirm: verbunden mit Steckergehäuse;

ME-Meßsysteme GmbH
Eduard-Maurer-Str. 9
DE-16761 Hennigsdorf

Tel +49 (0)3302 8982 4 10
Fax +49 (0)3302 8982 4 69

Mail info@me-systeme.de
Web www.me-systeme.de



Bedienungsanleitung

Steifigkeitsmatrix K6D40 50N/2,5Nm

2,9 kN/mm	0.0	0.0	0.0	58,4 kN	0.0	u _x
0.0	2,9 kN/mm	0.0	-58,4 kN	0.0	0.0	u _y
0.0	0.0	16,2 kN/mm	0.0	0.0	0.0	u _z
0.0	-58,4 kN	0.0	4,7 kNm	0.0	0.0	phi _x
58,4 kN	0.0	0.0	0.0	4,7 kNm	0.0	phi _y
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	2,5 kNm	phi _z

Steifigkeitsmatrix K6D40 200N/5Nm

5,8 kN/mm	0.0	0.0	0.0	116 kN	0.0	u _x
0.0	5,8 kN/mm	0.0	-116 kN	0.0	0.0	u _y
0.0	0.0	32,3 kN/mm	0.0	0.0	0.0	u _z
0.0	-116 kN	0.0	9,3 kNm	0.0	0.0	phi _x
116 kN	0.0	0.0	0.0	9,3 kNm	0.0	phi _y
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	5,0 kNm	phi _z

Steifigkeitsmatrix K6D40 500N/20Nm

15,9 kN/mm	0.0	0.0	0.0	319 kN	0.0	u _x
0.0	15,9 kN/mm	0.0	-319 kN	0.0	0.0	u _y
0.0	0.0	88,5 kN/mm	0.0	0.0	0.0	u _z
0.0	-319 kN	0.0	25,5 kNm	0.0	0.0	phi _x
319 kN	0.0	0.0	0.0	25,5 kNm	0.0	phi _y
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	13,8 kNm	phi _z

Element	Beschreibung des Zusammenhangs
[kN/mm]	Kraft - Weg
[kNm]	Drehmoment - Verdrillung
[kN]	Kraft - Verdrillung und Drehmoment - Weg

ME-Meßsysteme GmbH
Eduard-Maurer-Str. 9
DE-16761 Hennigsdorf

Tel +49 (0)3302 8982 4 10
Fax +49 (0)3302 8982 4 69

Mail info@me-systeme.de
Web www.me-systeme.de



Montagehinweis

Die Krafteinleitung erfolgt auf einem Kreisring /auf 6 Kreissegmenten Ø52mm – Ø42mm auf den Stirnseiten des Sensors. Die Fläche innerhalb des Kreisrings Ø42mm bleibt unbelastet.

Der Ausenumfang der Kreissegmente kann zur Zentrierung verwendet werden. Eine Zentrierbohrung dient zur Sicherung der Winkellage.

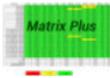
ME-Meßsysteme GmbH
Eduard-Maurer-Str. 9
DE-16761 Hennigsdorf

Tel +49 (0)3302 8982 4 10
Fax +49 (0)3302 8982 4 69

Mail info@me-systeme.de
Web www.me-systeme.de



Zubehör

Bezeichnung	Beschreibung
	K6D-CalibrationMatrix SL Standard-Kalibriermatrix "Small load" für die Sensoren mit den kleinen Nennkräften
	K6D-CalibrationMatrix SL/4 Kalibriermatrix mit höchster Genauigkeit für 6-Achsen Kraft-/Momenten-Sensoren;
	GSV-8DS 8-Kanal Messverstärker im kompakten Alu Gehäuse mit USB Port, Analogausgang, UART Schnittstelle. Weitere Ausführungen GSV-8DS CAN mit Canbus und GSV-8AS EC mit EtherCat Feldbus.
	Anschlusskabel MP11/f-D-Sub44HD/m/gerade Gerades Anschlusskabel für K6D-Sensor an 8-Kanal-Messverstärker GSV-8DS SubD44HD
	Anschlusskabel MP11/f-D-Sub44HD/m/gewinkelt Gewinkeltes Anschlusskabel für K6D-Sensor an 8-Kanal-Messverstärker GSV-8DS SubD44HD
	Anschlusskabel MP11/f-D-Sub44HD/m Anschlusskabel für K6D-Sensor an 8-Kanal-Messverstärker GSV-8DS SubD44HD
	GSV-8AS 8-Kanal Messverstärker mit Schraubklemmen im IP67 Gehäuse mit USB Port, Analogausgang, UART Schnittstelle. Anschluss über Schraubklemmen. Weitere Ausführungen GSV-8AS CAN mit Canbus und GSV-8AS EC mit EtherCat Feldbus.
	K6D-Adapter Entwicklung Richtangebot für ein Adapter Set, bestehend aus z.B. 2 Platten, zur Montage einer Vorrichtung / eines Flansches auf K6D Sensor;

Anhang E - Technische Spezifikationen KD413⁴⁸

PRODUKTBESCHREIBUNG

■ Anwendungsbeispiele:

Da das Magnet-Kugelgelenk elektrisch leitend ist, kann damit eine schnell lösbare und auch drehbare elektrische Verbindung aufgebaut werden. Das ist z.B. bei Niedervolt-Leuchten mit offenen elektrischen Anschlüsse ein Vorteil. Auch schnell lösbare elektrische Verbindungen bei Prüfvorrichtungen können damit hergestellt werden.

In Hubgestängen kann mit dem Magnet-Kugelgelenk eine Sollbruchstelle eingebaut oder Seitenverschiebungen allseitig ausgeglichen werden.

Die Magnet-Kugelgelenke Typen KD... haben durch die Verwendung von Hochenergie-Magneten aus den Seltenen Erden im Sandwich-Haftsystem eine sehr hohe Kugelhaftkraft.

Dadurch ist auch die Verschiebekraft der Kugel so hoch, dass damit auch verschiebesicher optische Linsensysteme oder

Kameras, Leuchten oder Laser gehalten werden können, ohne dass eine Feststellmechanik notwendig ist.

Für Magnet-Kugelgelenke mit anderen Abmessungen bitten wir um Ihre Anfrage.

Betriebstemperatur:

Max. 100 °C

Toleranzen:

KL/GL ± 0,5 mm

D Ø geschliffen, Toleranz h6 (Ausnahme Typ K8)

sonst allgemeine Toleranz 0,1 mm

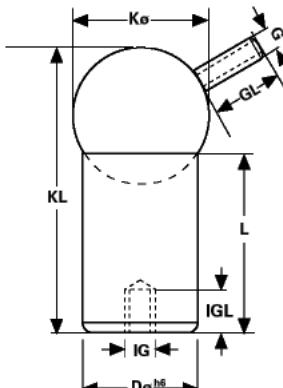
Kugeln vernickelt

Alle Maße in mm

Mögliche Sonderausführungen:

Allseitige galvanisierte Oberflächenbehandlung
höhere Betriebstemperatur max. 200 °C. (nicht Type K8)

■ Magnet-Kugelgelenke



Type	K Ø (Kugel)	D Ø (Magnet)	KL	L	G	GL	IG	IGL	
K8	8,0	12,5 ± 0,05	18,0	12,0	-	-	-	-	Kugel mit Innengewinde M 4/3,5 mm tief ohne Gewinde IG auf der Rückseite
									Haftkraft 10,0 N (1,0 kp)
KD310	10,0	10,0	28,0	20,0	M3	12,0	M3	5,0	Haftkraft 18,0 N (1,8 kp)
KD312	12,0	10,0	30,5	20,0	M3	12,0	M3	5,0	Haftkraft 18,0 N (1,8 kp)
KD413	13,0	13,0	31,0	20,0	M4	12,0	M4	6,0	Haftkraft 40,0 N (4,0 kp)
KD418	18,0	13,0	36,0	20,0	M4	12,0	M4	6,0	Haftkraft 40,0 N (4,0 kp)
KD516	16,0	16,0	34,0	20,0	M4	12,0	ohne	-	Haftkraft 70,0 N (7,0 kp)
KD625	25,0	20,0	47,0	25,0	M5	16,0	M5	5,0	Haftkraft 150,0 N (15,0 kp)
KD725	25,0	25,0	56,0	35,0	M5	16,0	M5	7,0	Haftkraft 200,0 N (20,0 kp)

PREISLISTE

Stückpreise in EURO ab Werk zzgl. Verpackung und MwSt (in Deutschland)

(A = Preisanfrage erbeten)

Katalog Seite	Type	1 - 19	20 - 49	50 - 99	100 - 199	200 - 499	500 - 1000	
30	K8	6,90	6,50	5,10	4,75	4,40	A	Bestellen
30	KD310	9,60	8,90	8,00	7,50	A	A	Bestellen
30	KD312	9,80	9,10	8,40	7,90	A	A	Bestellen
30	KD413	13,50	12,10	11,00	9,50	A	A	Bestellen
30	KD418	13,70	12,30	11,20	9,90	A	A	Bestellen
30	KD516	19,80	18,90	16,90	13,90	A	A	Bestellen
30	KD625	22,00	20,00	17,90	A	A	A	Bestellen
30	KD725	37,00	31,50	A	A	A	A	Bestellen
30	HK20	13,50	12,00	8,80	6,90	6,10	A	Bestellen

Kleinaufträge: Bei Kleinaufträgen unter 40,00 Euro netto Warenwert werden die Versand-, Verpackungs- und Bearbeitungskosten mit einer Pauschale von 14,00 Euro berechnet.