

Dipl.-Ing. (FH) Christian Nußbaumer

**Modellbildung und Simulation der Dynamik  
von seilbetriebenen, automatischen  
Personentransportsystemen**

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades eines  
Doktors der technischen Wissenschaften

eingereicht an der

**TECHNISCHEN UNIVERSITÄT GRAZ**



Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften  
Institut für Fahrzeugsicherheit

Betreuer und Erstbegutachter

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Hermann Steffan

Zweitbegutachter

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Josef Nejez

Graz, Oktober 2013

---

## **Eidesstattliche Erklärung**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am .....

.....

Christian Nußbaumer

---

## Vorwort

Die vorliegende Dissertation resultiert zum größten Teil aus meinen Arbeiten im Forschungsprojekt „The Virtual Cable Liner“, welches am „Kompetenzzentrum – Das virtuelle Fahrzeug, Forschungsgesellschaft mbH (ViF)“ durchgeführt wurde.

An dieser Stelle möchte ich mich beim zu Grunde liegenden „COMET-K2-Forschungsförderungsprogramm“ des Österreichischen Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie (BMVIT), des Österreichischen Bundesministeriums für Wirtschaft, Familie und Jugend (BMWFI), der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG), des Landes Steiermark sowie der Steirischen Wirtschaftsförderung (SFG) für die finanzielle Unterstützung bedanken. Ebenfalls danke ich den unterstützenden Firmen und Projektpartnern „Doppelmayr Cable Car GmbH & Co KG (DCC)“, „Kontrollstelle des Interkantonalen Konkordats für Seilbahnen und Skilifte (IKSS)“ sowie dem Institut für Eisenbahnwesen und Verkehrswirtschaft an der Technischen Universität Graz.

Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Hermann Steffan möchte ich für die Unterstützung und Betreuung meines Dissertationsvorhabens sowie für die Übernahme der Erstbegutachtung meinen herzlichen Dank aussprechen. Mein besonderer Dank gilt auch Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Josef Nejez für die wertvollen seilbahntechnischen Anregungen im Forschungsprojekt und für die Übernahme der Zweitbegutachtung dieser Arbeit. Herrn Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Peter Dietmaier danke ich für die äußerst wertvollen Diskussionen in Bezug auf die Modellbildung und numerische Simulation, welche immer wieder entscheidende Impulse für den Fortschritt dieser Arbeit generiert haben.

Auch möchte ich mich bei den am Forschungsprojekt mitwirkenden Personen herzlich bedanken. Dies sind die Herren Dipl.-Ing. Istvan Nemeth, Dipl.-Ing. Dr. techn. Martin Rosenberger, Dipl.-Ing. Johann Payer und Dipl.-Ing. (FH) Robert Szlosarek vom ViF sowie Herr Dipl.-Ing. ETH Reto Canale und Herr Dipl.-Ing. ETH Georg A. Kopanakis als Vertreter der Kontrollstelle IKSS. Auf Seiten des Industriepartners DCC gilt mein Dank insbesondere den Herren Dipl.-Ing. (FH) Lothar Schmidt und Dipl.-Ing. Dr. techn. Dieter Jussel, wobei letzterer die Anregung zu der hier bearbeiteten Aufgabenstellung gegeben hat.

Besonderen Dank möchte ich meinen Eltern aussprechen, die mich während dieser arbeitsintensiven und fordernden Zeit stets unterstützt haben.

Graz, im Oktober 2013

Christian Nußbaumer

---

## Kurzfassung

Das Ziel der vorliegenden Arbeit war die Entwicklung eines Antriebsstrangmodells für die dynamische Simulation von seilbetriebenen, automatischen Personentransportsystemen. Diese Verkehrssysteme kamen in den letzten Jahren vermehrt im städtischen Bereich und auf Flughäfen zum Einsatz. Dabei zeigte sich im Zuge der Systementwicklung, dass die Methoden zur Vorausberechnung der Dynamik noch nicht in wünschenswerter Tiefe zur Verfügung stehen.

Der Schwerpunkt der Arbeit war die Modellierung der zum Antrieb eingesetzten Seilschleife. Im Zuge einer technischen Analyse konnte dargelegt werden, dass für die Systemdynamik vor allem die Longitudinalbewegung des Seiles maßgebend ist. Folglich wurde die transversale Bewegung vernachlässigt und auf Basis eines linearen Kraft-Dehnungs-Zusammenhangs eine modifizierte eindimensionale Wellengleichung abgeleitet. Diese partielle Differentialgleichung konnte durch Anwendung der Galerkinschen Methode und eines Finite-Elemente-Ansatzes in ein gewöhnliches, gekoppeltes Differentialgleichungssystem übergeführt werden. Die Implementierung des Seilmodells in kommerzielle Software für Mehrkörpersysteme ermöglichte schließlich die integrierte Berechnung der dynamischen Interaktion von Fahrzeug, Fahrweg und Seiltrieb.

Die Verifikation der Methodik erfolgte durch den Vergleich der Berechnungsergebnisse mit Messdaten, welche im Zuge von dynamischen Tests an einer realen Anlage erfasst wurden. Der Nachweis der guten Prognosegüte des Berechnungsmodells konnte sowohl für den Standardbetrieb als auch für Notbremssituationen geführt werden.

Das vorgestellte Modell ermöglicht die Berechnung der Fahrzeugdynamik, des Hubes der Spanneinrichtung und der dynamischen Seilkräfte mit einer hohen Genauigkeit und liefert somit die Basis für die verbesserte konstruktive Auslegung des Systems sowie für die Optimierung der Antriebs- und Bremssysteme in Bezug auf Fahrkomfort, Förderleistung und Sicherheit.

---

## **Abstract**

The objective of this thesis was to develop a drivetrain model for the dynamic simulation of Rope-propelled Automated People Movers (RAPM). In recent years, the use of RAPM for public transportation in cities and airports has increased steadily. However, experience from system development has shown that the methods currently available for calculating dynamic behaviour are not of sufficient quality.

The focus of this work was on the modelling of the rope loop that is used for system propulsion. Since the initial technical analysis revealed that the system dynamics are primarily influenced by the longitudinal motion of the rope, the transverse motion was omitted in this study. In a further step, a modified one-dimensional wave equation was derived using a linear force-strain relation. The resulting partial differential equation could be transformed into a set of coupled ordinary differential equations by applying Galerkin's Method and a Finite Element approach. Finally, the rope model was integrated into commercial software for Multibody Systems, thereby enabling the integrated calculation of the dynamic interaction between the vehicle, the guideway and the rope drive.

The method was verified by comparing the simulation results to data measured during dynamic tests at a physical RAPM facility. This comparison showed that the model delivers high-quality predictions for both standard operation and emergency stop scenarios.

The method presented here enables a precise calculation of the vehicle dynamics, the tensioning mechanism travel, and the dynamic rope forces. This provides the basis for an enhanced system design and contributes to the optimisation of the drive and brake systems in terms of ride comfort, system capacity and safety.

---

# Inhalt

<b>Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>8</b>
<b>Symbolverzeichnis</b>	<b>9</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>15</b>
1.1 Seilbetriebene APM-Systeme . . . . .	17
1.1.1 Betriebsarten . . . . .	18
1.1.2 Fahrzeug und Fahrweg . . . . .	19
1.1.3 Seiltrieb . . . . .	21
1.2 Motivation und Ziel der Arbeit . . . . .	23
1.3 Literaturüberblick . . . . .	27
1.4 Aufbau der Arbeit . . . . .	30
<b>2 Modellbildung</b>	<b>32</b>
2.1 Relevante physikalische Eigenschaften und Phänomene . . . . .	32
2.1.1 Elastizität der Seilschleife . . . . .	32
2.1.2 Schwingungsformen . . . . .	36
2.1.3 Massenverhältnisse im Schwingsystem . . . . .	37
2.1.4 Dissipative Mechanismen . . . . .	39
2.2 Basismodell . . . . .	41
2.2.1 Bewegungsgleichung des Seiles . . . . .	42
2.2.2 Transformation der partiellen Differentialgleichung . . . . .	45
2.2.3 Implementierung . . . . .	54
2.3 Verallgemeinertes Modell . . . . .	58
2.3.1 Dreidimensionale Fahrzeugbewegung und Interaktion mit der Spanneinrichtung . . . . .	60
2.3.2 Rolleninteraktion . . . . .	64
2.3.3 Resultierendes Gleichungssystem . . . . .	68
2.3.4 Implementierung . . . . .	72

<b>3</b>	<b>Verifikation</b>	<b>75</b>
3.1	Dynamikmessungen an einer realen Anlage . . . . .	76
3.2	Gesamtanlagenmodell . . . . .	78
3.2.1	Modellaufbau . . . . .	78
3.2.2	Parametrierung . . . . .	82
3.3	Vergleich Messung – Rechnung . . . . .	85
<b>4</b>	<b>Anwendung</b>	<b>97</b>
4.1	Berechnung der Systemdynamik bei Standardbetrieb . . . . .	97
4.1.1	Reduktion von Fahrzeuglängsschwingungen . . . . .	97
4.1.2	Lateraldynamik und Betriebslasten der Fahrzeuge . . . . .	100
4.2	Berechnung der Systemdynamik bei Notbremssituationen . . . . .	102
4.2.1	Fahrzeuglängsbeschleunigung und maximaler Bremsweg . . . . .	102
4.2.2	Spitzenlasten und Hub der Spanneinrichtung . . . . .	104
<b>5</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>108</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>110</b>
	<b>Veröffentlichungen im Rahmen der Dissertation</b>	<b>114</b>
	<b>Rechtliche Hinweise</b>	<b>115</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>116</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>119</b>

---

## Abkürzungsverzeichnis

---

Abkürzung	Beschreibung
ABS	Anti-Blockier-System
ACGIH	American Conference of Governmental Industrial Hygienists
AMD	Advanced Micro Devices
ANCF	Absolute Nodal Coordinate Formulation
APM	Automated People Mover
ASCE	American Society of Civil Engineers
BMVIT	Österr. Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie
BMWFJ	Österr. Bundesministerium für Wirtschaft, Familie und Jugend
CAN	Control Area Network
CPU	Central Processing Unit
DAE	Differential Algebraic Equation
DCC	Doppelmayr Cable Car GmbH & Co KG
DMS	Dehnmessstreifen
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFG	Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH
GPS	Global Positioning System
IKSS	Interkantonales Konkordat für Seilbahnen und Skilifte
Kfz	Kraftfahrzeug
Lkw	Lastkraftwagen
MGM	Metro Goldwyn Mayer
MKS	Mehrkörpersystem
ODE	Ordinary Differential Equation
ÖPNV	Öffentlicher Personennahverkehr
PDE	Partial Differential Equation
RAM	Random Access Memory
RAPM	Rope-propelled Automated People Mover
SFG	Steirische Wirtschaftsförderung
TDMA	Tridiagonal Matrix Algorithm
ViF	Kompetenzzentrum – Das virtuelle Fahrzeug, Forschungsges. mbH

---



---

# Symbolverzeichnis

## Lateinische Kleinbuchstaben (a-d)

---

Symbol <sup>1</sup>	Beschreibung
$a$	Koeffizient der Formfunktion
$a_A$	projizierte Beschleunigung am Koppelpunkt A
$a_B$	projizierte Beschleunigung am Koppelpunkt B
$a_F$	Fahrzeugbeschleunigung
$a_{FP}$	Vektor der Führungsbeschleunigung des Seilpunktes P
$a_{F\bar{x}}$	Fahrzeuginnenbeschleunigung
$a_{F\bar{x}lim}$	Grenzwert der Fahrzeuginnenbeschleunigung laut <i>APM-Standard</i>
$a_K$	Seilbeschleunigung am Kontaktpunkt der Seilrolle
$a_P$	Vektor der Absolutbeschleunigung des Seilpunktes P
$a_{RP}$	Vektor der Relativbeschleunigung des Seilpunktes P
$a_{RP\bar{t}}$	Relativbeschleunigung des Seilpunktes P in tangentialer Richtung
$a_S$	Systembeschleunigung
$\underline{a}_S$	Vektor der Systembeschleunigungen
$a_{SC}$	Systembeschleunigung am Einlaufpunkt der Seilscheibe
$a_{SD}$	Systembeschleunigung am Auslaufpunkt der Seilscheibe
$a_{SK}$	Systembeschleunigung am Kontaktpunkt der Seilrolle
$b$	Koeffizienten der Wichtungsfunktion
$\underline{b}$	Vektor der rechten Seite des verallgemeinerten ODE-Gleichungssystems
$c_L$	Longitudinalwellengeschwindigkeit des Seiles
$c_T$	Transversalwellengeschwindigkeit des Seiles
$c_w$	Luftwiderstandskoeffizient
$d_{Sp}$	Dämpfung der Spanneinrichtung

---

<sup>1</sup> In dieser Arbeit werden Vektoren mit Kleinbuchstaben bezeichnet. Dabei wird zwischen algebraischen Vektoren, welche mit einem Unterstrich versehen sind, und physikalischen Vektoren, welche fett gedruckt sind, unterschieden. Matrizen werden mit Großbuchstaben bezeichnet und sind analog zu den algebraischen Vektoren mit einem Unterstrich versehen.

**Lateinische Kleinbuchstaben (e-s)**

---

Symbol	Beschreibung
$e$	Elementindex
$e_z$	Einheitsvektor in $z_0$ -Richtung
$f_0$	Frequenz der Grundschiwingung des Seilfeldes
$f_1$	erster Formfaktor für die Näherungsfunktion des Rollwiderstandes
$f_2$	zweiter Formfaktor für die Näherungsfunktion des Rollwiderstandes
$f_c$	Grenzfrequenz des Tiefpassfilters
$f_R$	Rollwiderstandsbeiwert der Seilrolle/Seilscheibe
$g$	Erdbeschleunigung
$h$	halbe Elementlänge
$i, j, k$	Zählindizes
$k_R$	Steigung der idealisierten Rollwiderstandsfunktion
$l$	Sehnenlänge des Seilfeldes
$l_{\text{APM}}$	Sehnenlänge des Seilfeldes bei einem seilbetriebenen APM
$\Delta l_e$	elastischer Anteil der Seillängenänderung
$\Delta l_g$	geometrischer Anteil der Seillängenänderung
$l_{\text{ZPB}}$	Sehnenlänge des Seilfeldes bei einer Zweiseilpendelbahn
$m$	Seilmasse im Referenzzustand
$m_d$	Seilmasse im dynamischen Zustand
$m_{\text{eff}}$	effektive Masse
$n$	Anzahl an linear unabhängigen Funktionen
$\bar{n}$	Koordinate der Normalrichtung des lokalen Koordinatensystems
$o$	Ordnung der höchsten Ortsableitung
$q$	linienverteilte Kräfte
$\underline{q}$	Lastvektor
$\hat{q}$	spezifische linienverteilte Kräfte
$\hat{q}_A$	Amplitude der spezifischen linienverteilten Kräfte
$q_{\text{max}}$	Maximalwert der linienverteilten Kräfte; Traktionsgrenze
$r$	Rollradius
$\underline{r}$	Vektor der Randbedingungen
$s$	Seilkoordinate im Referenzzustand
$s_d$	Seilkoordinate im dynamischen Zustand
$s_{\text{FB}}$	Bremsweg des Fahrzeuges nach Einleitung der Notbremsung
$s_{\text{FBmax}}$	maximaler Bremsweg des Fahrzeuges nach Einleitung der Notbremsung

---

**Lateinische Kleinbuchstaben (t-z)**

---

Symbol	Beschreibung
$t$	Zeit
$\bar{t}$	Koordinate der Tangentialrichtung des lokalen Koordinatensystems
$t_B$	Bremszeitpunkt
$t_E$	Endzeitpunkt des dynamischen Vorgangs
$u$	Seilverschiebung
$\underline{u}$	Vektor der Seilverschiebungen
$\tilde{u}$	Näherungsansatz für die Seilverschiebung
$\tilde{u}_K$	Seilverschiebung am Kontaktpunkt der Seilrolle
$v$	Geschwindigkeit
$v_A$	projizierte Geschwindigkeit am Koppelpunkt A
$v_B$	projizierte Geschwindigkeit am Koppelpunkt B
$v_{F\bar{x}}$	Fahrzeuggeschwindigkeit
$v_K$	Seilgeschwindigkeit am Kontaktpunkt der Seilrolle/Seilscheibe
$v_S$	Systemgeschwindigkeit
$v_{st}$	stationäre Seilgeschwindigkeit
$x$	Elementkoordinate
$\bar{x}$	erste Koordinate des lokalen Fahrzeugkoordinatensystems
$x_0$	erste Koordinate des globalen Koordinatensystems
$x_C$	Elementkoordinate am Beginn der Lasteinleitung
$x_D$	Elementkoordinate am Ende der Lasteinleitung
$x_F$	Fahrzeugverschiebung
$x_K$	Elementkoordinate des Kontaktpunktes
$x_{Sp}$	Verschiebung der Spanneinrichtung
$\bar{y}$	zweite Koordinate des lokalen Fahrzeugkoordinatensystems
$y_0$	zweite Koordinate des globalen Koordinatensystems
$\underline{y}_1$	Zustandsvektor 1; Vektor der Seilverschiebungen
$\underline{y}_2$	Zustandsvektor 2; Vektor der zeitlichen Ableitung der Seilverschiebungen
$\bar{z}$	dritte Koordinate des lokalen Fahrzeugkoordinatensystems
$z_0$	dritte Koordinate des globalen Koordinatensystems

---

**Lateinische Großbuchstaben (A-F)**

---

Symbol	Beschreibung
$A$	erstes Schnittufer der Seilschleife (Koppelpunkt)
$A$	über die Elementkoordinate integrierte Systembeschleunigung
$A_m$	metallischer Querschnitt des Seiles
$B$	zweites Schnittufer der Seilschleife (Koppelpunkt)
$C$	Einlaufpunkt der Seilscheibe
$\underline{C}$	Steifigkeitsmatrix
$D$	Auslaufpunkt der Seilscheibe
$\underline{D}$	Dämpfungsmatrix
$E_S$	Seilelastizitätsmodul
$F$	Seilkraft im Referenzzustand (Grundspannkraft)
$F_d$	dynamische Seilkraft
$F_{dA}$	dynamische Seilkraft im Auslaufbereich der Antriebsscheibe
$F_{dE}$	dynamische Seilkraft im Einlaufbereich der Antriebsscheibe
$F_F$	Fahrwiderstand des Fahrzeuges
$F_K$	Kontaktkraft zwischen Seil und Seilscheibe
$F_m$	Seilkraft in Seilfeldmitte
$F_N$	Normalkraft auf die Seilrolle/Seilscheibe
$F_{N0}$	nominale Normalkraft auf die Seilrolle
$F_o$	Seilkraft am oberen Rand des Seilfeldes
$F_R$	Rollwiderstand der Seilrolle
$F_{R0}$	nominaler Rollwiderstand der Seilrolle
$F_S$	resultierende Kraft auf die Seilscheibe
$F_{Sp}$	Spannkraft der Spanneinrichtung
$F_T$	Tangentialkraft der Seilrolle
$F_u$	Seilkraft am unteren Rand des Seilfeldes
$F_W$	Windkraft
$F_Z$	Seilkraft beim Zugversuch

---

**Lateinische Großbuchstaben (G-T)**

---

Symbol	Beschreibung
$G$	Gebiet
$G_T$	Teilgebiet
$I_D$	Massenträgheitsmoment in Bezug auf die Drehachse
$K$	Kontaktpunkt
$L$	Seillänge zwischen den Koppelpunkten A und B im Referenzzustand
$L_d$	Seillänge zwischen den Koppelpunkten A und B im dynamischen Zustand
$L_K$	Kontaktlänge zwischen Seil und Seilscheibe
$M$	resultierendes Moment auf die Seilscheibe
$\underline{M}$	Massenmatrix des Basismodells
$M_A$	Antriebsmoment
$M_{A0}$	Antriebsmoment bei $v_{st} \approx 0$ m/s
$M_{Amax}$	maximales Antriebsmoment der Messung
$\underline{M}_r$	resultierende Massenmatrix
$M_R$	Reibmoment der Seilscheibe
$\underline{M}_S$	Massenmatrix der Seilrollen
$N$	Anzahl der finiten Seilelemente
$P$	Seilpunkt
$Q$	integrierte Elementlast
$R$	Residuum der partiellen Differentialgleichung
$R_K$	Kontaktresiduum
$\Delta T$	Temperaturänderung

---

**Griechische Kleinbuchstaben**

---

Symbol	Beschreibung
$\alpha$	Seilablenwinkel an der Seilrolle
$\beta_1$	erster Eintrag in der Hauptdiagonale der Rollenmassenmatrix
$\beta_2$	zweiter Eintrag in der Hauptdiagonale der Rollenmassenmatrix
$\beta_3$	Eintrag in der Nebendiagonale der Rollenmassenmatrix
$\gamma$	Sehnenwinkel
$\delta$	Dirac-Funktion
$\epsilon$	relative Seildehnung
$\epsilon_0$	absolute Seildehnung beim Zugversuch
$\eta$	Wichtungsfunktion
$\kappa$	Dämpfungskonstante
$\lambda$	spezifische (längenbezogene) Seilmasse im Referenzzustand
$\lambda_d$	spezifische (längenbezogene) Seilmasse im dynamischen Zustand
$\mu$	Reibbeiwert
$\phi$	Rotationswinkel des lokalen Koordinatensystems der Seilscheibe
$\tau$	Retardationszeit (Übergangszeit)
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit der Seilrolle/Seilscheibe
$\omega_A$	Winkelgeschwindigkeit der Antriebsscheibe

---

**Griechische Großbuchstaben**

---

Symbol	Beschreibung
$\Theta$	Sprungfunktion
$\Phi$	Formfunktion
$\Psi$	Wichtungsteilfunktion

---

**Römische Zahlen**

---

Symbol	Beschreibung
I	erster Knoten des finiten Seilelements
II	zweiter Knoten des finiten Seilelements

---

---

# 1 Einleitung

Die Erfindung des Drahtseiles im Jahre 1834 durch Oberbergrat Wilhelm Albert revolutionierte nicht nur die Fördertechnik im Bereich des Bergbaus sondern ermöglichte in weiterer Folge die erstmalige Umsetzung oder die entscheidende Weiterentwicklung von zahlreichen technischen Systemen. Als eines dieser Systeme kann die Seilbahn angesehen werden, welche durch die Anwendung des Maschinenelements Drahtseil einen Technologiesprung erfuhr und mittlerweile weltweit zur Beförderung von Personen und Gütern zum Einsatz kommt.

In der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts wurden zunächst Standseilbahnen entwickelt und eingesetzt, welche im Gegensatz zu den gängigen Adhäsionsbahnen die Überwindung von starken Steigungen ermöglichten. Der Gedanke, nicht nur den Antrieb, sondern auch die Trag- und Führungsfunktion für das Fahrzeug durch ein Drahtseil zu bewerkstelligen, mündete in weiterer Folge im System Zweiseilbahn. Dieser Seilbahntyp fand vor allem in der ersten Hälfte des 20. Jahrhunderts in der Ausführung als Pendelbahn eine zunehmende Verbreitung, da die Investitionskosten im Vergleich zur Standseilbahn in der Regel wesentlich geringer waren.

Die rapide Zunahme des alpinen Tourismus in der Nachkriegszeit resultierte nicht nur in einer weiteren Verbreitung der bestehenden Seilbahntypen, sondern führte aufgrund der Marktanforderungen auch zu gänzlichen Neuentwicklungen. Dabei kamen schließlich die Einseilbahnen in Form von Kabinenumlaufbahnen, Sesselbahnen und Schleppliften aufgrund ihrer hohen Förderleistung bei gutem Komfort und vergleichsweise geringen Kosten am häufigsten zur Anwendung.

Das Einsatzspektrum der Seilbahnen ist mittlerweile breit gefächert. Die meisten Bahnen werden zwar in den Tourismusgebieten des alpinen Raums betrieben, darüber hinaus fungieren sie jedoch auch als so genannte Ausflugsbahnen bzw. Ausstellungsbahnen oder kommen im Verbund mit dem öffentlichen Personennahverkehr (ÖPNV) als städtische Verkehrssysteme zum Einsatz.

Für den Personentransport im urbanen Bereich werden sowohl die bodengebundene Beförderung in Form von Standseilbahnen als auch Seilschwebbahnen herangezogen. Letztere bieten den klaren Vorteil, dass bestehende Infrastruktur und topographische Hindernisse wie Flüsse relativ einfach durch die Anwendung von Stützen und Trag- oder Förderseilen überspannt werden können. Diese Form der Trassierung und Fahrzeugführung weist gegenüber der bodengebundenen Beförderung allerdings auch den Nachteil

der größeren Windanfälligkeit auf, welche aufgrund der hohen Anforderungen an die Anlagenverfügbarkeit ein wichtiges Kriterium darstellt.

In den letzten Jahrzehnten kam im städtischen Raum ein neuer Seilbahntyp mit bodengebundener Beförderung zum Einsatz, welcher durch die Zusammenführung der technischen Eigenschaften der klassischen Standseilbahn und des *Automated People Mover (APM)*<sup>2</sup> entstand. APM-Systeme sind durch die *Automated People Mover Standards* wie folgt definiert [1]:

„An APM is defined as a guided transit mode with fully automated operation, featuring vehicles that operate on guideways with exclusive right-of-way.“

Es sind daraus die maßgeblichen Systemeigenschaften, nämlich der automatische Betrieb von spurgeführten Fahrzeugen auf einem separaten Fahrweg, ersichtlich. In der Norm wird jedoch keine Einschränkung in Bezug auf den Fahrzeugantrieb getätigt. Am häufigsten wird in der Praxis das Prinzip des „selbstfahrenden“ Systems angewandt, bei welchem sich die Antriebsmotoren am Fahrzeug befinden und über ein Getriebe die Achsen bzw. Räder antreiben. Neben diesem konventionellen System kann zum Antrieb der Fahrzeuge auch ein Seiltrieb zum Einsatz kommen. Man spricht dann von einem seilbetriebenen, automatischen Personentransportsystem bzw. im Englischen von einem *Rope-propelled Automated People Mover* (Abbildung 1.1).



Abb. 1.1: Seilbetriebenes, automatisches Personentransportsystem *Air Rail Link* am Flughafen Birmingham [2]

---

<sup>2</sup> Ins Deutsche kann der Begriff mit „Automatisches Personentransportsystem“ übersetzt werden.



Automatische Personentransportsysteme im Allgemeinen werden vor allem auf Flughäfen, in Stadtzentren und auf Messearealen eingesetzt, woraus sich die maßgeblichen Systemanforderungen, nämlich eine hohe Förderleistung, eine hohe Verfügbarkeit und eine niedrige Schallemission ergeben.

Seilbetriebene APM-Fahrzeuge weisen in der Regel keine Antriebs- oder Bremssysteme direkt an Bord auf. Folglich können sie sehr leicht gebaut werden, was wiederum zu leichten Fahrwegkonstruktionen führt. Dies ist aus bautechnischer Sicht vorteilhaft, da in den Einsatzgebieten oftmals andere Verkehrswege oder Gebäude in Form von Brücken überspannt werden müssen. Die fixe Installation der Elektromotoren, des Getriebes und der mechanischen Bremsen in einem der Stationsgebäude führt darüber hinaus zu einem kostengünstigen und robusten Antriebssystem sowie zu einer niedrigen Schallimmission in Bereiche, in welchen sich die Fahrgäste aufhalten.

Diese Vorteile gegenüber selbstfahrenden Systemen führten in den letzten Jahren zu einer stärkeren Marktdurchdringung der seilbetriebenen Systeme. Es sollte dabei aber nicht außer Acht gelassen werden, dass selbstfahrende APM vor allem bei starker Vernetzung bzw. bei nachträglichem Netzausbau Vorteile gegenüber seilbetriebenen Anlagen aufweisen.

Der Gegenstand der vorliegenden Dissertation ist die Entwicklung einer Methodik zur Dynamikberechnung von seilbetriebenen, automatischen Personentransportsystemen<sup>3</sup>. Daher wird im folgenden Abschnitt überblicksmäßig auf die technischen Eigenschaften dieser Systeme eingegangen. In weiteren Abschnitten dieses Kapitels werden die Ziele dieser Arbeit erläutert, sowie ein Überblick über die bestehende Literatur und über den Aufbau der Arbeit gegeben.

### **1.1 Seilbetriebene APM-Systeme**

Wie bereits eingangs beschrieben wurde, können seilbetriebene APM-Systeme als Sonderform bzw. als Weiterentwicklung der klassischen Standseilbahn angesehen werden. Die technischen Hauptmerkmale wie die bodengebundene Beförderung, der Antrieb der Fahrzeuge durch ein Zugseil sowie die Fahrzeugführung durch Schienen sind dabei mit den Eigenschaften von Standseilbahnen identisch. Das wesentliche Unterscheidungsmerkmal ist der automatische und führerlose Betrieb [3]. Es ergeben sich jedoch auch Unterschiede in Bezug auf die Betriebsarten sowie auf die konstruktive Ausführung der Fahrzeuge und des Fahrweges. Auf die genannten Punkte und auf die technische Ausführung des Seiltriebs wird im Folgenden eingegangen.

---

<sup>3</sup> Im Folgenden werden aus Gründen der Vereinfachung anstatt des Terminus „seilbetriebenes, automatisches Personentransportsystem“ die Bezeichnungen „seilbetriebener APM“ bzw. „seilbetriebene APM-Systeme“ verwendet.

### 1.1.1 Betriebsarten

Bei seilbetriebenen APM-Systemen kamen bis dato sehr unterschiedliche Betriebsarten zum Einsatz. Abbildung 1.2 zeigt drei verschiedene Prinzipien, um zwei oder mehrere Stationen zu verbinden.

In Abbildung 1.2 a) ist jene Konfiguration dargestellt, wie sie auch meist bei Standseilbahnen eingesetzt wird. Es befinden sich zwei Züge in der Seilschleife, welche sich im Pendelbetrieb zwischen den Endstationen bewegen. Bei seilbetriebenen APM wird jedoch häufiger ein so genanntes *Single-Shuttle-System* nach Abbildung 1.2 b) angewandt, bei dem sich nur ein Zug in der Seilschleife befindet. Zur Erreichung ähnlicher Förderleistungen wie in Variante a) wird meist ein baugleiches, aber technisch vollständig unabhängiges System parallel zum ersten aufgebaut (siehe auch Abbildung 1.1). Dies bietet den Vorteil, dass bei Ausfall eines Systems die Funktion des zweiten Zuges erhalten bleibt und somit die durchschnittliche Anlagenverfügbarkeit gesteigert werden kann.

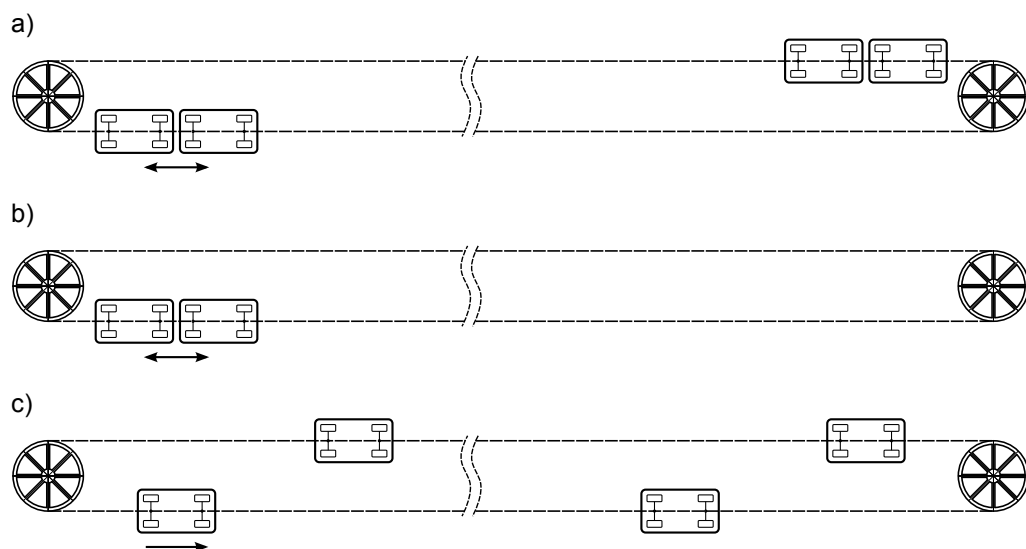


Abb. 1.2: Betriebsarten von seilbetriebenen APM-Systemen:  
 a) Pendelbetrieb mit zwei Zügen in der Seilschleife,  
 b) Pendelbetrieb mit einem Zug in der Seilschleife (*Single-Shuttle*),  
 c) Umlaufbetrieb

Sowohl bei Variante a) als auch bei Variante b) können die Züge aus einem einzelnen oder mehreren Fahrzeugen bestehen. Diese sind entweder über betrieblich nicht lösbare Klemmen an eine endlos gespleißte Seilschleife oder über Seilendverbindung (Vergusskopf, Klemmkopf) mit dem Zugseil verbunden.

Eine Sonderform des seilbetriebenen APM stellt die Variante nach Abbildung 1.2 c) dar. Hier werden betrieblich kuppelbare Fahrzeuge in einem Umlaufbetrieb geführt. Die Seilschleife bewegt sich dabei mit konstanter Geschwindigkeit. In den Stationen werden die

Fahrzeuge abgekuppelt und mittels Hilfsantrieben (Reifenförderer) von der Seilgeschwindigkeit auf eine langsamere Stationsgeschwindigkeit abgebremst. Dies ermöglicht ein komfortables Aus- und Einsteigen der Fahrgäste. Die Fahrzeuge werden am Fahrwegende mit Hilfe eines Drehtellers gewendet, wiederum mit einem Reifenförderer auf Seilgeschwindigkeit beschleunigt und an das Seil gekuppelt.

In den letzten Jahren wurde das System nach Abbildung 1.2 b) in Bezug auf Flexibilität und Reichweite weiterentwickelt. Diese so genannten *Pinched-Loop-Systeme* zeichnen sich durch betrieblich kuppelbare Züge und durch mehrere, seriell angeordnete Seilschleifen aus (Abbildung 1.3). Während des Stationsaufenthalts wird der Zug von einer Seilschleife an die andere gekuppelt. Dies ermöglicht nicht nur die beliebige Ausdehnung der Gesamtstreckenlänge, sondern es kann bei entsprechender Anordnung der Seilschleifen auch ein Umlaufbetrieb realisiert werden [3].

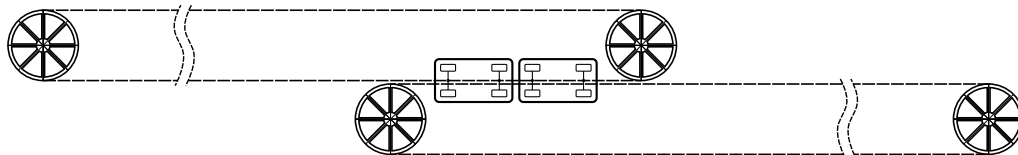


Abb. 1.3: Schema eines *Pinched-Loop-Systems* mit einem Zug und zwei Seilschleifen

### 1.1.2 Fahrzeug und Fahrweg

Neben den sehr unterschiedlichen Betriebsarten weisen seilbetriebene APM auch in Bezug auf die Fahrzeug- und Fahrwegkonzepte eine starke Vielfalt auf. Im Folgenden wird auf die technischen Ausführungen des Unternehmens *DCC* näher eingegangen, da die in dieser Arbeit analysierten APM-Systeme diese Konfiguration aufweisen. Im Anschluss werden überblicksmäßig alternative Konzepte erläutert.

Abbildung 1.4 a) zeigt den Aufbau eines Einzelrad-Einzelfahrwerks des Herstellers *DCC*. Im Gegensatz zu konventionellen Schienen- oder Straßenfahrzeugen werden hier die Funktionen Tragen und Führen von zwei unterschiedlichen Fahrwerkselementen bewerkstelligt. In diesem Fall dienen Lkw-Reifen, welche auf den Obergurten der Fahrbahn-I-Träger abrollen, als Tragelemente und als Primärfederung. Die Führungsfunktion wird durch vier seitliche Spurführungsrollen übernommen, welche auf den Stegen der I-Träger abrollen [4].

Der Einsatz eines Reifens als Tragelement ermöglicht aufgrund des Wegfalls der Primärfederstufe und der Stahlräder eine sehr kompakte und leichte Bauweise und hat auch in Bezug auf die akustischen Emissionen Vorteile. Nachdem die Reifen keine Antriebs- und

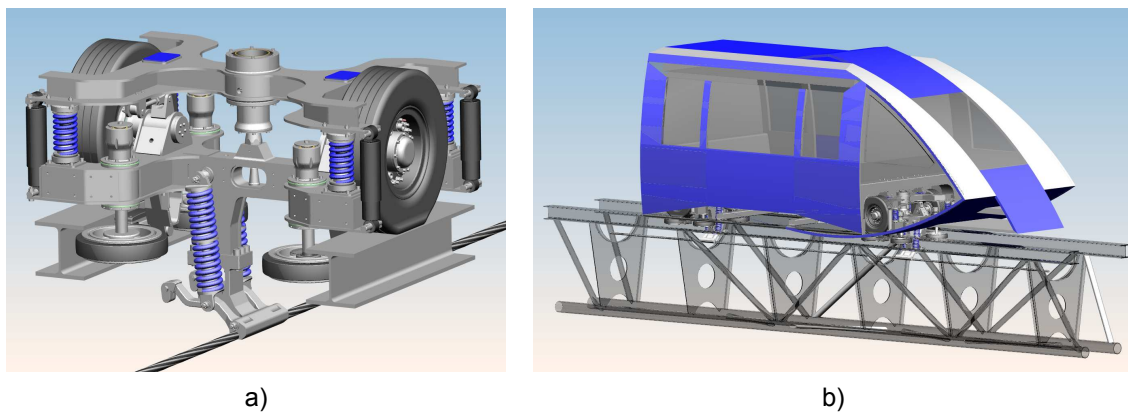


Abb. 1.4: a) Einzelrad-Einzelfahrwerk und b) Fahrwerksanordnung eines seilbetriebenen APM (Hersteller: DCC) [5]

Bremskräfte übertragen sowie aufgrund des Aufbaus und der Anordnung der Fahrwerke im Fahrzeug kaum Schräglaufwinkel aufbauen, kommen Nachteile im Verschleißverhalten im Vergleich zur konventionellen Rad-Schiene-Paarung aus Stahl nicht zum Tragen.

Die Übertragung der Traktionskräfte vom Seil in den Drehgestellrahmen erfolgt durch eine federbelastete Klemme. Die Sekundärfederstufe besteht aus konventionellen Schraubenfedern und hydraulischen Dämpfern. An deren Oberseite befindet sich die Wagenkastentraverse, welche die Trag- und Führungsfunktion des Wagenkastens übernimmt. Dabei werden Schlingerbewegungen des Fahrwerks durch den Einsatz von Reibplatten zwischen Wagenkasten und Wagenkastentraverse bedämpft. Die Assemblierung zum Fahrzeug erfolgt durch den Verbau von jeweils zwei Fahrwerken je Wagenkasten. Aktuell sind seilbetriebene APM mit bis zu sechs Fahrzeugen je Zugverband mit der hier vorgestellten Konfiguration in Betrieb.

Als Fahrweg kommt in der Regel eine aufgeständerte, geschweißte Fachwerkstruktur zum Einsatz (Abbildung 1.4 b)). In das Fachwerk sind nicht nur die fahrzeugführenden I-Träger integriert, sondern dieses beinhaltet auch die zur Seilführung notwendigen Seilrollen sowie eine Stromschiene, welche die elektrische Versorgung der Fahrzeuge für die Beleuchtung, die Klimatisierung und das Infotainment ermöglicht. Im Allgemeinen erfolgt die Trassierung dreidimensional, d. h. der Fahrweg weist neben Übergangsbögen und Bögen auch Überhöhungen, Steigungen und Gefälle auf. Aufgrund des Einsatzes von seilbetriebenen APM in dicht verbautem Gebiet ist die Trassierung in der Regel wesentlich komplexer als bei konventionellen Standseilbahnen.

Bei den ab 2013 in Betrieb gehenden Anlagen des Herstellers DCC kommt eine Weiterentwicklung des hier vorgestellten Fahrwerkstyps zum Einsatz. Während die technische Lösung zur Trag- und Führungsfunktion und auch die Fahrwegkonstruktion im Wesentlichen unverändert bleibt, werden die Fahrwerke in sogenannter Jacobs-Anordnung arrangiert. Dabei stützen sich jeweils zwei Wagenkästen auf einem gemeinsamen Fahrwerk

ab. Die Jacobs-Fahrwerke werden mit einer Luftfeder ausgestattet, welche eine Niveauregelung der Wagenkästen ermöglicht.

Als Alternative zu den mit Luftreifen ausgestatteten Fahrwerken hat der Hersteller *Poma-Otis* Fahrzeuge mit Luftkissentechik eingeführt (z. B. *Skymetro* am Flughafen Zürich) [3]. Nachdem APM-Systeme vor allem auf Flughäfen auch innerhalb von Gebäuden verkehren, wurde nach einer technischen Lösung gesucht, welche die Körperschallemission auf ein Minimum reduziert.

Neben den genannten Ausführungen mit Lkw-Reifen oder Luftkissentechik sind auch seilbetriebene APM-Fahrzeuge mit einer konventionellen Rad-Schiene-Paarung aus Stahl im Einsatz.

### 1.1.3 Seiltrieb

Seilbetriebene APM unterscheiden sich in Bezug auf den Antriebsstrang<sup>4</sup> kaum von konventionellen Seilbahnen. Die Antriebsleistung des Elektromotors<sup>5</sup> wird über ein Getriebe auf die Antriebsscheibe übertragen (Abbildung 1.5). Durch Reibschluss wird das Antriebsmoment in entsprechende Seilkräfte umgesetzt.

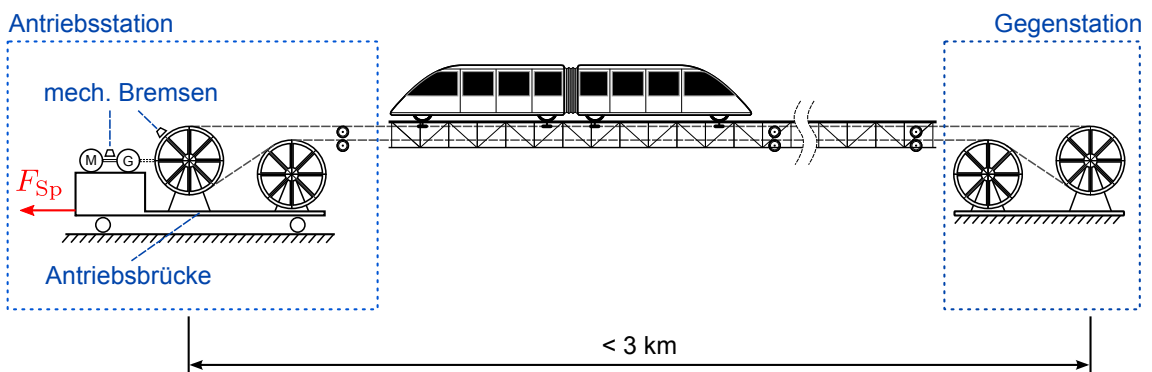


Abb. 1.5: Konfiguration des Antriebsstrangs eines seilbetriebenen APM

Die Verzögerung der Anlage erfolgt im Normalfall durch generatorischen Betrieb der Elektromaschinen. Nur im Fehlerfall bzw. bei Stillstand der Anlage kommen mechanische Bremsen in Form von hydraulisch belüfteten Federspeicherbremsen zum Einsatz. Diese sind an der Getriebeeingangs- (Betriebsbremse) und an der Antriebsscheibe (Sicherheitsbremse) angeordnet. Die Bremsenaktuierung erfolgt je nach Betriebs- bzw. Fehlerfall geregelt oder ungeregelt.

<sup>4</sup> In dieser Arbeit wird unter dem Begriff Antriebsstrang der Verbund aus Antriebsmotoren, Getriebe, Seilführungselementen (Seilrollen, Seilscheiben) und Seilschleife verstanden.

<sup>5</sup> Aus Redundanzgründen werden häufig zwei Elektromotoren in Tandemanordnung eingesetzt. Bei Ausfall eines Motors können die Fahrzeuge mit verringerter Geschwindigkeit betrieben werden.

Häufig werden Antriebskomponenten wie Motor, Getriebe, Bremsen und Notantrieb auf einer fahrbaren Brücke angeordnet. Die Brücke wird durch eine Spannkraft  $F_{Sp}$  derart belastet, dass über die Seilscheiben eine Grundspannung der Seilschleife und somit die Voraussetzung für die reibschlüssige Kraftübertragung und die Antriebsfunktion des Seiles geschaffen wird.

Die Spannkraft kann durch zwei gekoppelte Hydraulikzylinder von einem frei hängenden Gewicht übertragen werden. Alternativ kann auch nur ein Hydraulikzylinder eingesetzt werden, welcher über Blasenspeicher und eine Hydraulikpumpe versorgt wird und die Spannkraft auf die Brücke aufbringt. Eine weitere Möglichkeit der Seilschleifen-Vorspannung ist die Verschiebung der Antriebsbrücke mit einem elektromechanischen Antrieb. Die Vorspannung wird hierbei allerdings vor dem Betrieb aufgebracht und die Brücke während des Betriebs fixiert. Folglich handelt es sich hier um eine fixe Abspannung der Seilschleife. Ohne hydraulisches oder elektromechanisches System kommen direkte Spanneinrichtungen aus, bei welchen eine vertikal verschiebliche Seilscheibe direkt mit einem frei hängenden Spanngewicht gekoppelt ist.

Die Seilführung erfolgt in den Stationen mittels Seilscheiben und Seilrollen. Entlang des Fahrweges kommen Seilrollen gemäß Abbildung 1.6 zum Einsatz. So genannte Tragrollen nehmen die Gewichtskräfte des Seiles sowie die Ablenkkräfte im Bereich von Fahrwegkuppen auf, während Kurvenrollen zur Ablenkung des Seiles in Bögen herangezogen werden. Ist der hin- und rücklaufende Seilstrang in einer Ebene geführt, so werden die Kurvenrollen aus Bauraumgründen in der Regel schräg verbaut. Im Bereich von Fahrwegwannen können auch Niederhalterrollen zum Einsatz kommen.



a)

b)

Abb. 1.6: Technische Ausführung der a) Tragrollen und b) Kurvenrollen [5]

Als Zugelement werden meist sechslitzige Rundlitzenseile eingesetzt (Abbildung 1.6). Immer stärkere Verbreitung finden dabei Seile mit nachgiebigen Zwischenlagen aus Kunststoff, welche die ansonsten schraubenförmige Oberfläche eines Litzenseiles einer zylindrischen Form annähern. Diese bieten Vorteile in Bezug auf litzenduzierte Schwingungen, wodurch es zu einer geringeren Schallemission und einer geringeren dynamischen Belastung der angrenzenden Strukturteile kommt. Darüber hinaus ergibt sich im Vergleich zu konventionellen Seilkonstruktionen ein geringerer Rollenverschleiß und ein verbessertes Setz- und Ermüdungsverhalten des Seiles.

Die vorangegangenen Ausführungen über den technischen Aufbau von seilbetriebenen APM zeigen, dass der automatische Personentransport über kurze bis mittlere Distanzen durch ein hybrides System aus Schienenfahrzeug-, Kfz- und Seilbahntechnik bewerkstelligt werden kann. Folglich sind im Rahmen der Entwicklung derartiger Systeme auch die Berechnungsmethoden aus allen drei Bereichen relevant. Die stetige Verbesserung der Sicherheit, des Komforts und der Wirtschaftlichkeit von seilbetriebenen APM-Systemen erfordert die Weiterentwicklung und Verknüpfung dieser Berechnungsmethoden. Diese Problematik fand Eingang in die Definition der Zielstellung dieser Arbeit, auf welche im folgenden Abschnitt eingegangen wird.

### 1.2 Motivation und Ziel der Arbeit

In der Entwicklungsphase von seilbetriebenen APM ist der Berechnung ein besonderer Stellenwert beizumessen. Aufgrund der Tatsache, dass jede Anlage auf Basis sehr unterschiedlicher Randbedingungen entworfen werden muss, können Erfahrungswerte und Messergebnisse von bestehenden Systemen nur in begrenztem Ausmaß für die Entwicklung neuer Anlagen herangezogen werden. Experimente und Messungen an Prototypen sind aus Kostengründen nur an Teilsystemen möglich. Aus den genannten Gründen wird auch bei seilbetriebenen APM bzw. in der Seilbahntechnik generell versucht, ingenieurmäßige Fragestellungen verstärkt durch Zuhilfenahme der rechnerischen Simulation zu beantworten.

Zwei wichtige Auslegungsfälle sind der Standardbetrieb und das außerbetriebliche Szenario der Notbremssituation der Anlage. In Bezug auf den Standardbetrieb sind im Wesentlichen zwei verschiedene Berechnungsmethoden Stand der Technik. So können physikalische Größen des Antriebsstrangs – wie beispielsweise die auftretenden Seilkräfte<sup>6</sup> und die erforderlichen Antriebsmomente – mit den gängigen Methoden der Seilrechnung durch eine dehnstarre Betrachtungsweise des Seiles bestimmt werden. Die zweite Methodik wurde aus dem Schienenfahrzeug- bzw. aus dem Kfz-Bereich übernommen und

---

<sup>6</sup> Als Seilkraft wird in dieser Arbeit die aus den Drahtzugspannungen resultierende Axialkraft im Seil verstanden. In der einschlägigen Literatur wird diese auch als „Seilspannkraft“ bezeichnet.

umfasst die Berechnung der Fahrzeugdynamik durch Anwendung von kommerziellen Programmen für Mehrkörpersysteme (MKS).

Die Berechnung der Fahrzeugdynamik mit MKS ermöglicht zum einen die Bestimmung der auftretenden Beschleunigungen im Wagenkasten. Diese Beschleunigungen und die daraus abgeleiteten Rucke<sup>7</sup> finden Eingang in die Fahrkomfortbewertung. Entsprechende Grenzwerte für den Fahrkomfort sind in den *APM-Standards* [1] und in den darin referenzierten *ACGIH-Normen* [6] definiert. Zum anderen können mit MKS Freigängigkeitsanalysen durchgeführt und die Betriebslasten der Fahrzeuge berechnet werden, welche als Grundlage für die Betriebsfestigkeitsanalyse und somit für die konstruktive Auslegung der Fahrzeugkomponenten dienen.

Die getrennte Betrachtung der Antriebsstrangdynamik und der Fahrzeugdynamik hat den Nachteil, dass Einflüsse der Seildynamik auf die Fahrzeuge und umgekehrt nicht berücksichtigt werden können. Es wäre daher wünschenswert, den Antriebsstrang des seilbetriebenen APM ebenfalls in MKS abbilden zu können, wodurch vor allem die Longitudinal- und Lateral-dynamik der Fahrzeuge genauer berechnet und somit die Prognosegüte hinsichtlich Fahrkomfort und Betriebslasten entscheidend verbessert werden könnte. Bei der Modellierung des Antriebsstrangs sollte die Elastizität des Seiltriebs berücksichtigt werden, da davon ausgegangen wird, dass diese einen maßgeblichen Einfluss auf die Fahrzeuglängsschwingungen beim Beschleunigen und Verzögern des Systems hat.

In Bezug auf den zweiten Auslegungsfall der Notbremssituation weist die Seiltriebselastizität eine noch größere Relevanz auf. Als Beispiel hierfür ist in Abbildung 1.7 die Dynamik der Antriebsscheibe und eines Fahrzeugs aus einem vierteiligen Zugverband während einer ungerichteten Notbremsung dargestellt. Im vorliegenden Fall wirken die Sicherheitsbremsen mit einem annähernd konstanten Bremsmoment direkt auf die Antriebsscheibe.

Aus Abbildung 1.7 a) ist ersichtlich, dass die Antriebsscheibe zwar unmittelbar auf den Bremsimpuls reagiert (Bremszeitpunkt  $t_B$ ), die Fahrzeugreaktion jedoch verzögert stattfindet. Während des Bremsvorganges entstehen zudem sowohl an der Antriebsscheibe als auch am Fahrzeug tieffrequente Schwingungen mit ca. 0.25 Hz.

---

<sup>7</sup> Der Ruck (engl. jerk) ist die zeitliche Ableitung der Beschleunigung.



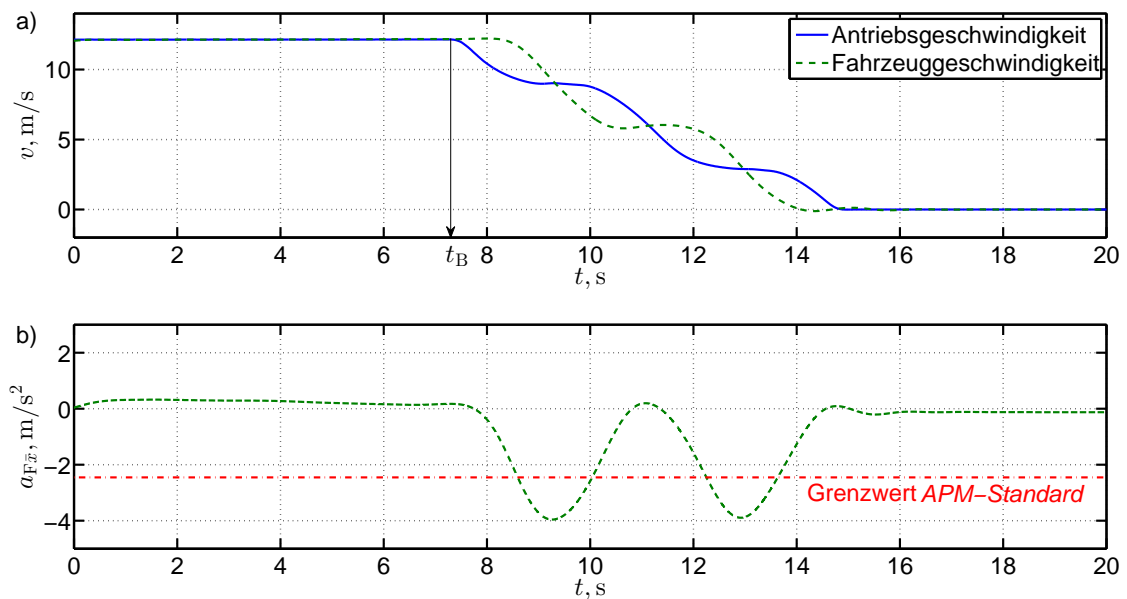


Abb. 1.7: Dynamik eines seilbetriebenen APM im Falle einer Notbremsung:  
 a) Antriebsgeschwindigkeit<sup>8</sup>  $r\omega_A$  und Fahrzeuggeschwindigkeit<sup>9</sup>  $v_{F\bar{x}}$ ,  
 b) Fahrzeuglängsbeschleunigung<sup>10</sup>  $a_{F\bar{x}}$ ,  
 Grenzwert ( $a_{F\bar{x}lim} = -0.25 g$ ) und Filterung (Butterworth-Tiefpassfilter  
 4. Ordnung, Grenzfrequenz  $f_c = 0.5 \text{ Hz}$ ) nach *APM-Standard* [1]<sup>11</sup>

Notbremsungen in der Form, wie sie beispielhaft in Abbildung 1.7 dargestellt ist, verursachen die größten Fahrzeuglängsbeschleunigungen, die maximalen und minimalen Seilkräfte sowie die größten Hübe der Spanneinrichtung. Dabei hat sich in der Praxis gezeigt, dass die Prognosegüte der gängigen Berechnungsmethoden nicht ausreichend ist. Eine genaue Bestimmung der genannten Größen ist jedoch aus mehreren Gründen von hoher Relevanz:

- Die Fahrzeuglängsbeschleunigungen sind in den *APM-Standards* [1] zur Sicherstellung eines geringen Verletzungsrisikos für die Passagiere durch einen entsprechenden Grenzwert limitiert. Bereits bei einem moderaten Bremsmoment<sup>12</sup> können die Fahrzeuglängsbeschleunigungen aufgrund des ausgeprägten Schwingungsver-

<sup>8</sup> Als Antriebsgeschwindigkeit wird in dieser Arbeit das Produkt aus Rollradius  $r$  und der Winkelgeschwindigkeit der Antriebsscheibe  $\omega_A$  verstanden. Der Rollradius ist der Abstand zwischen der Drehachse der Seilscheibe bzw. der Seilrolle und der Seilmittelnachse.

<sup>9</sup> An dieser Stelle und im Folgenden wird für die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit vereinfacht der Terminus „Fahrzeuggeschwindigkeit“ verwendet. Die Quergeschwindigkeit der Fahrzeuge wird in dieser Arbeit nicht explizit behandelt.

<sup>10</sup> Die in der Messung eingesetzten Beschleunigungssensoren erfassen bei einer Neigung des Wagenkastens entsprechende Anteile der Erdbeschleunigung, wodurch auch bei konstanter Geschwindigkeit Werte ungleich Null auftreten können.

<sup>11</sup> Die *APM-Standards* [1] schreiben keinen expliziten Filter für die Auswertung der Fahrzeugbeschleunigungen vor. Es wird jedoch vorgegeben, dass lediglich Frequenzanteile unter 0.5 Hz betrachtet werden sollen. In der Praxis wird dies mit dem hier eingesetzten Filter bewerkstelligt.

<sup>12</sup> Die mittlere Verzögerung des Seiles im Bereich der Antriebsstation beträgt in diesem Fall  $-1.6 \text{ m/s}^2$ .

haltens der Anlage betragsmäßig den Grenzwert der Norm überschreiten (Abbildung 1.7 b)). Die Hersteller sind bestrebt, bereits in der Entwicklungsphase eine normgerechte Bremsenabstimmung zu finden. Dadurch sollen aufwendige Abstimmungsmessungen und Umbaumaßnahmen an der fertigen Anlage vermieden werden.

- Aus den Maximalwerten der Seilkräfte lassen sich zum einen die Belastungen auf seilführende Komponenten ableiten und zum anderen kann auf die Beanspruchung des Seiles selbst rückgeschlossen werden.
- Die minimale Seilkraft spielt in Bezug auf die Schlaffseilproblematik<sup>13</sup>, die sichere Funktion des Seilspleißes und die Entgleisungssicherheit des Seiles eine wichtige Rolle.
- Der maximale Hub der Spanneinrichtung hat einen wesentlichen Einfluss auf die Stationsgröße, wodurch dessen Berechnung mit einer hohen Prognosegüte aus Kostengründen in den Fokus rückt.

Zusammenfassend kann daher gesagt werden, dass in Bezug auf die Dynamikberechnung des Standardbetriebs und der außerbetrieblichen Notbremsszenarien die Entwicklung einer neuen Methodik erforderlich ist. Diese soll die Modellierung des Antriebsstrangs unter Berücksichtigung der Seiltriebselastizität in MKS ermöglichen. Daraus resultiert die Möglichkeit, die Interaktion von Fahrzeug, Fahrweg und Antriebsstrang mit einem ganzheitlichen Ansatz bereits in der Entwicklungsphase einer Anlage zu analysieren.

Das Ziel dieser Arbeit ist daher, ein Antriebsstrangmodell für seilbetriebene APM speziell für die Anwendung in kommerzieller MKS-Software zur Verfügung zu stellen. Der Schwerpunkt soll hierbei in der Entwicklung eines Seilmodells liegen, welches die Interaktion mit dem Fahrzeug und den seilführenden Elementen (Seilrollen, Seilscheiben) abbildet. Das Seilmodell sollte jedoch keinen allgemeinen Charakter aufweisen, sondern im Sinne der Recheneffizienz auf die speziellen physikalischen Phänomene bei diesem Seilbahntyp zugeschnitten werden.

Zur Erreichung des Zieles wurden folgende Teilschritte definiert:

1. Identifikation der für die Systemdynamik maßgebenden physikalischen Phänomene durch technische Analyse des Systems
2. Entwicklung einer Modellierungstechnik für den Antriebsstrang
3. Implementierung des Modells in ein kommerzielles MKS-Softwarepaket

---

<sup>13</sup> Bei hochdynamischen Vorgängen wie beispielsweise Notbremssituationen kann es bei Standseilbahnen und seilbetriebenen APM zu einer starken Absenkung der Seilkraft in Teilbereichen der Seilschleife kommen. Aufgrund der sehr eingeschränkten Bauraumsituation kann das Zugseil dabei in Kontakt mit angrenzenden Bauteilen treten, was zu Schäden an den Kontaktpartnern führen kann.

4. Verifikation des Modells durch Berechnung der Systemdynamik von realen Anlagen und anschließendem Vergleich mit Versuchsdaten
5. Aufzeigen der Anwendungsgebiete des Simulationsmodells

Die Voraussetzung für die Umsetzung der angeführten Teilschritte ist das Studium der einschlägigen Literatur. Eine Übersicht über die relevanten Arbeiten in Bezug auf die Fahrzeugdynamik im Kfz- und Schienenfahrzeugbereich würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen. Es sei lediglich auf die Veröffentlichungen von Mitschke [7], Shabana [8] und Iwnicki [9] verwiesen, welche Hinweise auf weiterführende Literatur in diesem Gebiet beinhalten. Im folgenden Abschnitt wird auf die Forschungstätigkeit im Bereich der Seilbahntechnik und auf relevante Arbeiten in einer artverwandten Problemstellung eingegangen.

### 1.3 Literaturüberblick

Aufgrund der zeitlichen Entwicklung der Seilbahnsysteme standen zunächst vor allem Zweiseilbahnen und Standseilbahnen im Fokus der dynamischen Analyse. Pionierarbeit leistete hier vor allem Czitary [10], der das Auftreten eines Zugseilüberschlags bei Pendelbahnen rechnerisch untersuchte. In Bezug auf die Seildynamik wird ein ebenes Problem betrachtet, bei dem davon ausgegangen wird, dass das Seil zu jedem Zeitpunkt zur statischen Seilparabel affine Kurven einnimmt. Durch unterschiedliche Ansätze für die Longitudinal- und Transversalbewegung des Seiles konnten die Bewegungsgleichungen als ein Satz gewöhnlicher Differentialgleichungen (Ordinary Differential Equations – ODE) für eine Pendelbahn mit einer Stütze aufgestellt und gelöst werden.

Die Arbeiten von Czitary wurden von Engel aufgegriffen und verallgemeinert [11]. So wurden nichtlineare Terme der Seilbewegung berücksichtigt und die Methodik auf Pendelbahnsysteme mit beliebiger Stützenanzahl erweitert. In Zusammenarbeit mit Löscher [12] entstanden auch Berechnungsmodelle für Standseilbahnen, welche eine Abschätzung der Dynamik bei Abbremsvorgängen ermöglichen sollen.

Die Dissertation von Beha [13] baut auf den Arbeiten von Czitary und Engel auf. Das Schwingungsmodell wurde dahingehend erweitert, dass die dynamischen Vorgänge nicht nur für Pendelbahnen, sondern auch für Zweiseilumlaufbahnen berechnet werden konnten. Dabei wurde auch die Pendelbewegung der Fahrzeuge berücksichtigt.

Liedl [14] wählte in seiner Arbeit ähnliche Ansätze, wobei auch Temperatureinflüsse bei der Berechnung der Seilkräfte berücksichtigt wurden. Das Modell wurde auch zur Berechnung der Dynamik von Einseilumlaufbahnen weiterentwickelt. Die Anwendung der Methodik in der Praxis konnte durch die Erstellung eines Prä- und Postprozessors wesentlich vereinfacht werden.

Das Ziel der Dissertation von Richter [15] bestand darin, die Kräfte und Bewegungen beim Beschleunigen und Abbremsen von Einseilumlaufbahnen zu berechnen. Dabei wurde im mechanischen Ersatzmodell die Anlage in Stützfelder<sup>14</sup> aufgeteilt. Jedes Stützfeld umfasst drei Freiheitsgrade, welche die Abbildung der Longitudinal- und Transversalbewegung des Seiles sowie die Pendelbewegung der Fahrzeuge ermöglichen. Dabei wurde ähnlich wie bei den Arbeiten, welche auf der Veröffentlichung von Czitary basieren, die Longitudinal- und Transversalbewegung des Seiles mit unterschiedlichen Ansätzen approximiert. Richter verwendete allerdings für die Darstellung der Transversalbewegung einen Sinusansatz anstatt der Parabelnäherung.

Die Gemeinsamkeiten der hier erwähnten Modelle lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Es kamen unterschiedliche Modellierungstechniken für die Beschreibung der Longitudinal- und Transversalbewegung des Seiles zur Anwendung.
- Die Seilkraft-Dehnungs-Charakteristik wurde als linear elastisch angenommen.
- In Bezug auf die Modellierung der Longitudinalbewegung erfolgte eine Konzentration der Seilmasse an den Stützpunkten.
- Die geometrische Komplexität des Problems wurde vereinfacht, indem beispielsweise die Ausdehnung der Rollenbatterien oder der Seilscheiben vernachlässigt wurde.
- Physikalische Effekte, welche aus der Biege- und Torsionssteifigkeit des Seiles resultieren, wurden vernachlässigt.

Die speziellen Einschränkungen in den genannten mechanischen Modellen führten in der mathematischen Beschreibung zu gekoppelten gewöhnlichen Differentialgleichungen, welche durch Anwendung von Standardmethoden der numerischen Zeitintegration (z. B. Runge-Kutta-Methode) direkt gelöst werden konnten. Trotz der zahlreichen Vereinfachungen konnte der Vergleich mit dynamischen Messungen an realen Anlagen zeigen, dass die Modelle prinzipiell für die Berechnung der Seilbahndynamik geeignet sind.

Steinbrunn [16] führte in seiner Dissertation eine allgemeinere Beschreibung der Seilbewegung ein, um die Dynamik von Zweiseilpendelbahnen zu berechnen. Die kontinuumsmechanische Betrachtungsweise des Trag- und Zugseiles führte zu partiellen Differentialgleichungen (Partial Differential Equations – PDE). Allerdings wurde im Zuge der Modellbildung im Gegensatz zu den oben genannten Arbeiten das Seil als dehnstarr angenommen. Es ergab sich ein komplexes Gleichungssystem, welches nur durch zahlreiche Vereinfachungen gelöst werden konnte.

---

<sup>14</sup> Als Stützfeld wird der Bereich zwischen zwei Seilbahnstützen verstanden.

Die hochdynamische Situation des Zugseilrisses mit anschließender Trageseilbremsung einer Pendelbahn war Gegenstand der Dissertation von Kovacs [17]. In dieser Arbeit wurde das Seil durch eine Vielzahl an Feder-Masse-Schwingern diskretisiert, welche gelenkig miteinander verbunden wurden. Dies ermöglichte die Abbildung der longitudinalen und transversalen Wellenausbreitung, welche in diesem speziellen Fall durch die Reflexion an den Stützfeldenden wesentlichen Einfluss auf die Fahrzeugbewegung haben.

In der Arbeit von Fäßler [18] wurde durch ein Rechenmodell die Dynamik von Zweiseilumlaufbahnen zufolge des Zugseil-Ablegestoßes berechnet. Dabei wurde eine kontinuumsmechanische Betrachtungsweise der Seile gewählt und das resultierende partielle Differentialgleichungssystem durch Anwendung der Finite-Elemente-Methode (FEM) gelöst. Um den Modellierungs- und Rechenaufwand zu reduzieren, wurde nur ein Stützfeld der Zweiseilbahn betrachtet.

Die bisher genannten Modelle wurden durchgängig in Form von eigenständigen Programmen implementiert und einer numerischen Lösung zugeführt. Im Gegensatz dazu konnten in den letzten Jahren seilbahndynamische Problemstellungen auch durch Anwendung von kommerziellen FEM-Programmen gelöst werden. So zeigte beispielsweise Renezedder [19] in seiner Dissertation, dass die Dynamik einer Einseilumlaufbahn grundsätzlich mit dem expliziten FEM-Solver *Abaqus* simuliert werden kann. Die Rechenzeit betrug allerdings für die Nachstellung von einigen Sekunden Echtzeit selbst bei einem parallelen Einsatz von vier Prozessoren mehrere Tage.

Eine ähnliche Vorgehensweise wählte Szlosarek [20] in seiner Diplomarbeit, in welcher er die Längsdynamik eines seilbetriebenen APM ebenfalls mit *Abaqus* berechnete. Durch den Vergleich mit Messergebnissen konnte dabei die Gültigkeit des Modells nachgewiesen werden. Die Rechenzeit für die Darstellung von 30 Sekunden Echtzeit lag bei dem vorliegenden Modell jedoch noch immer bei 5 Tagen<sup>15</sup>.

Neben den genannten Modellen zur Berechnung der Seildynamik bzw. in weiterer Folge zur Berechnung der Seilbahndynamik seien noch Arbeiten im Gebiet einer artverwandten Problemstellung erwähnt. Die mechanischen Eigenschaften eines Riementriebs, welcher in zahlreichen technischen Systemen Anwendung findet, sind dem eines Seiltriebs sehr ähnlich. Eine schlanke, längselastische und biegeeweiche Struktur wird vorgespannt und über Scheiben umgelenkt, welche den Riemen führen und die Antriebsleistung übertragen. Wie bei einem Seiltrieb treten Longitudinal- und Transversalschwingungen des Zugelements auf, wenngleich ein Riementrieb in Bezug auf die Längenausdehnung, die Geschwindigkeit und die bewegte Masse andere Verhältnisse aufweist.

In den letzten Jahren fand für derartige Problemstellungen häufig ein spezieller FEM-Ansatz mit der Bezeichnung *Absolute Nodal Coordinate Formulation (ANCF)* Anwendung [21]. Die ANCF-Methode wurde von Shabana [22] vorgeschlagen und bereits in

---

<sup>15</sup> Es kam ein *AMD-Opteron*-Prozessor mit 2.8 GHz Taktfrequenz, 2 CPUs und 4 GB RAM zum Einsatz.

zahlreichen wissenschaftlichen Arbeiten angewandt und weiterentwickelt (z. B. [23], [24]). Sie bietet sich vor allem dort zur Modellierung an, wo die elastischen Strukturen großen Verschiebungen und Verformungen unterworfen sind, wie es beispielsweise bei Riemen- und Seilsystemen der Fall ist.

Wie nachfolgend im Kapitel „Modellbildung“ beschrieben, wird die in dieser Arbeit verwendete Modellierungstechnik nicht direkt von einer der hier genannten Methoden abgeleitet. Vielmehr wurde unter Berücksichtigung der speziellen Eigenschaften eines seilbetriebenen APM und aufgrund der Anforderung an die Recheneffizienz ein eigener Zugang gewählt.

### 1.4 Aufbau der Arbeit

Der Aufbau dieser Arbeit gliedert sich in fünf Kapitel. Neben der Einleitung in Kapitel 1 wird auf folgende Themen eingegangen:

- **Kapitel 2** enthält die technische Analyse eines seilbetriebenen APM in Bezug auf die Systemdynamik. Es werden die wichtigsten physikalischen Eigenschaften und Phänomene für die anschließende Modellbildung identifiziert. In einem weiteren Schritt wird ein vereinfachtes mechanisches Modell betrachtet. Für dieses mechanische Modell wird die Bewegungsgleichung des Seiles abgeleitet und auf deren Transformation in ein gewöhnliches Differentialgleichungssystem sowie auf die MKS-Implementierung eingegangen. Nachfolgend wird das Modell verallgemeinert, um die dreidimensionale Bewegung des Zuges, die Bewegung der Spanneinrichtung und die Interaktion mit den Seilrollen berücksichtigen zu können. Abschließend wird das resultierende Gleichungssystem angegeben und analog zum Basismodell auf die Implementierung eingegangen.
- In **Kapitel 3** wird die Verifikation der Berechnungsmethodik durch den Vergleich zwischen Messung und Berechnung dargestellt. Es werden zunächst die dynamischen Anlagenversuche beschrieben, welche als Grundlage für die Verifikation durchgeführt wurden. Dabei wird primär auf das Messobjekt und die verwendete Messtechnik eingegangen. In einem weiteren Abschnitt werden die Erstellung des Gesamtanlagenmodells auf Basis des entwickelten Seilmodells und dessen Parametrierung dargestellt. Abschließend soll der Vergleich zwischen Messung und Rechnung die Gültigkeit der entwickelten Methode aufzeigen.
- **Kapitel 4** dient zur Darstellung der Anwendungsmöglichkeit der Berechnungsmethodik. Dabei wird gesondert auf die Berechnung des Standardbetriebs und der Notbremssituationen eingegangen. In Bezug auf den Standardbetrieb wird der Schwerpunkt auf die Reduktion der Fahrzeuglängsschwingung sowie auf die Berechnung

der Lateral­dynamik und die Betriebslasten der Fahrzeuge gelegt. Für die Lastfälle der Notbrems­szenarien wird die Bestimmung der Fahrzeuglängs­beschleunigung und des Bremsweges sowie die Berechnung der Spitzenlasten und des Hubes der Spanneinrichtung umrissen.

- **Kapitel 5** beinhaltet eine Zusammenfassung der vorliegenden Arbeit. Dabei werden die wichtigsten Schritte und Erkenntnisse dargelegt und eine Handlungsempfehlung für zukünftige Tätigkeiten auf diesem Gebiet gegeben.

---

## 2 Modellbildung

Ein seilbetriebener APM kann aus mechanischer Sicht als Mehrmassenschwinger aufgefasst werden. Dabei sind die effektiven Steifigkeiten des Schwingsystems zeitlich veränderlich. Dies ergibt sich aus dem Umstand, dass sich die Seillänge zwischen der Antriebs-scheibe und dem Zug während der Fahrt kontinuierlich ändert. Die am Schwingsystem beteiligten Massen sind neben dem Zug die Spanneinrichtung und die Seilschleife. Darüber hinaus sind über Reibschluss die Trägheiten der Seilrollen und der Seilscheiben sowie weitere rotierende Massen (Getriebe, Motoren, Schwungscheiben) an das System gekoppelt.

Voraussetzung für die Ableitung eines gültigen mechanischen Ersatzmodells für das gegebene Schwingsystem ist die Identifikation der relevanten physikalischen Eigenschaften und Phänomene, worauf im folgenden Abschnitt eingegangen wird. In einem weiteren Abschnitt wird zunächst ein Basismodell behandelt, um die grundsätzliche Idee der Modellbildung darzulegen. Im dritten Abschnitt wird das Modell verallgemeinert, welches schlussendlich eine umfassende Dynamikberechnung von seilbetriebenen APM-Systemen ermöglicht.

### 2.1 Relevante physikalische Eigenschaften und Phänomene

Für die nachfolgende Modellbildung sind im Speziellen die für die globale Systemdynamik maßgebenden Elastizitäten, Schwingungsformen, Massenverhältnisse und Dissipationsmechanismen von Interesse, worauf in den folgenden Unterabschnitten im Detail eingegangen wird.

#### 2.1.1 Elastizität der Seilschleife

Eine systembedingte Eigenschaft von Seilbahnen ist, dass die mit dem Seil verbundenen Bauteile schwingfähig gekoppelt sind. Dies resultiert zum einen aus der Seilelastizität in Längsrichtung und zum anderen aus der geringen Biegesteifigkeit in Kombination mit der speziellen Lagerung bzw. Führung des Seiles. Letzteres kann zu Transversalbewegungen (Durchgangsänderungen) des Seiles in Größenordnungen führen, welche die globale Systemdynamik beeinflussen.



Im Hinblick auf die Seiltriebselastizität stellt sich die Frage, in welchem Ausmaß die Längselastizität des Seiles auf der einen Seite und die Durchhangsänderungen der Seilfelder<sup>16</sup> auf der anderen Seite bei einem seilbetriebenen APM relevant sind. Nach Richter [15] können die jeweiligen Anteile dieser beiden Mechanismen unter Anwendung einer quasi-statischen Berechnung abgeschätzt werden, welche an dieser Stelle dargelegt wird.

In Abbildung 2.1 a) sind die Lasten auf ein Seilfeld zwischen zwei Rollen dargestellt. Neben den Schnittkräften am unteren und oberen Ende des Seilfeldes wirken im Allgemeinen als äußere Lasten die Gewichtskraft (Erdbeschleunigung  $g$ ), Windkräfte  $F_w$  und die Temperaturänderung  $\Delta T$ , wobei die beiden letztgenannten Einflussfaktoren bei seilbetriebenen APM in der Regel vernachlässigt werden können.

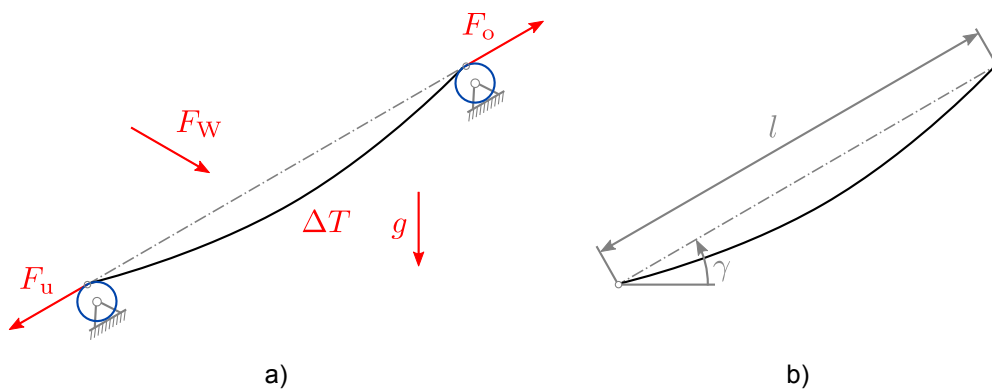


Abb. 2.1: a) Belastungen eines Seilfeldes zwischen zwei Seilrollen und  
b) geometrische Größen des Seilfeldes

Betrachtet man nun als äußere Belastung ausschließlich die Gewichtskraft, so ist die grundlegende Fragestellung, welche Seillänge das Feld bei einer quasistatischen Seilkrafterhöhung verlässt. Diese Seillänge setzt sich aus zwei Anteilen zusammen:

- Die Seilkraftzunahme bewirkt eine Verringerung des Durchhangs, wodurch eine bestimmte Seillänge das Feld verlässt. Dieser Anteil wird als „geometrischer Anteil“ bezeichnet.
- Aufgrund der Krafterhöhung im Feld wird das Seil darüber hinaus elastisch gedehnt. Es entsteht eine Seilverlängerung, die im Folgenden als „elastischer Anteil“ bezeichnet wird.

Für die Berechnung des geometrischen Anteils  $\Delta l_g$  wird das Seil als dehnstarr und biegeschlaff betrachtet. Vereinfacht nimmt es dabei im statischen Fall eine Parabelform an [25]. Durch die dehnstarre Betrachtungsweise kann der geometrische Anteil aus der Veränderung der Bogenlänge bei einer Krafterhöhung im Seilfeld berechnet werden.

<sup>16</sup> Als Seilfeld wird in dieser Arbeit der Seilabschnitt zwischen zwei krafterleitenden Komponenten (Seilrolle, Seilscheibe, Klemmen) verstanden.

In einem zweiten Schritt wird die Seilverlängerung zufolge linear-elastischer Dehnung  $\Delta l_e$  bei einer Seilkrafterhöhung im Feld berechnet. Die beiden Anteile der Längenänderung werden in Verhältnis gesetzt, wobei Richter folgenden Zusammenhang für eine kleine Seilkrafterhöhung (Näherung erster Ordnung) angibt:

$$\frac{\Delta l_g}{\Delta l_e} = \frac{1}{12} \frac{E_S A_m}{F_m} \left( \frac{\lambda g l \cos(\gamma)}{F_m} \right)^2. \quad (2.1)$$

Dabei ist  $F_m$  die Seilkraft in Feldmitte (Grundlast) und  $\lambda$  ist die längenbezogene Seilmasse. Mit  $E_S$  wird der Seilelastizitätsmodul und mit  $A_m$  der metallische Querschnitt des Seiles bezeichnet. Die geometrischen Größen des Seilfeldes (Sehnenlänge  $l$  und Sehnenwinkel  $\gamma$ ) sind in Abbildung 2.1 b) dargestellt.

Das Längenverhältnis in Gleichung (2.1) kann im doppelt-logarithmischen Maßstab über das dimensionslose Verhältnis „Beladung zu Seilkraft in Feldmitte“  $\frac{\lambda g l \cos(\gamma)}{F_m}$  aufgetragen werden (Abbildung 2.2). Richter gibt für den Seilbahnbau die unteren und oberen Grenzwerte  $\frac{E_S A_m}{F_m} = 150$  und  $\frac{E_S A_m}{F_m} = 1000$  an.

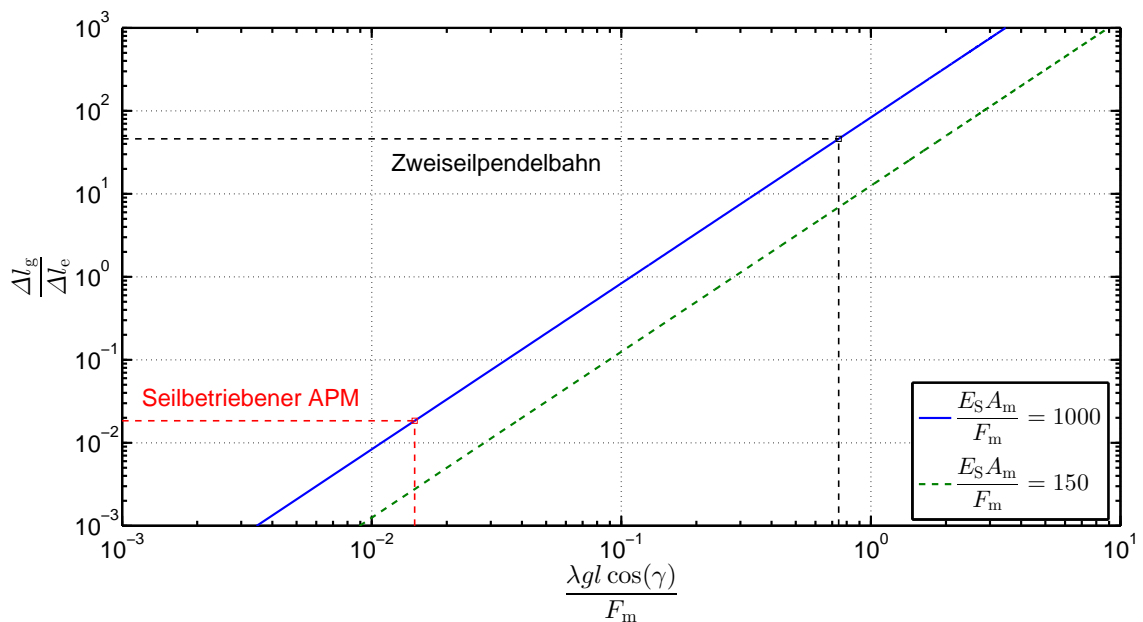


Abb. 2.2: Verhältnis der elastischen und geometrischen Längenänderung eines Seilfeldes, aufgetragen über das Verhältnis aus Beladung und der Seilkraft in Feldmitte

Bei seilbetriebenen APM sind die Seilfelder in der Regel horizontal bzw. nur leicht geneigt und nicht länger als 20 m. Typische Seildurchmesser liegen bei 36 mm. Die daraus abgeleiteten Parameter sind in Tabelle 2.1 gelistet.

Das Verhältnis  $\frac{\Delta l_g}{\Delta l_e}$  ist im Falle der geringsten Seilkraft ( $\frac{E_S A_m}{F_m} = 1000$ ) maximal und beträgt lediglich 2 %. Die entsprechende Grenzlinie ist in Abbildung 2.2 in rot dargestellt. Bei Zunahme der Seilkraft und Abnahme der Feldlängen nimmt naturgemäß auch der geometrische Anteil ab.

Eine gänzlich andere Charakteristik weisen beispielsweise die Zugseilfelder einer Zweiseilpendelbahn ohne Seilreiter<sup>17</sup> auf. In diesem Fall können die Seilfelder eine Länge von über 1 km erreichen, wodurch der geometrische Anteil maßgeblich wird (Abbildung 2.2). Für das vorliegende Beispiel wurde beispielhaft eine Seilfeldlänge (Sehnenlänge)  $l_{ZPB}$  von 1000 m gewählt, wobei die Seilparameter unverändert blieben.

Tab. 2.1: Seil- und Seilfeldparameter zur Berechnung des Verhältnisses aus geometrischer und elastischer Längenänderung

Parameter	Wert
$E_S$	120 kN/mm <sup>2</sup>
$A_m$	550 mm <sup>2</sup>
$\lambda$	5 kg/m
$g$	9.81 m/s <sup>2</sup>
$\gamma$	0 rad
$l_{APM}$	20 m
$l_{ZPB}$	1000 m

Aus dieser Betrachtung kann der Schluss gezogen werden, dass bei seilbetriebenen APM im Gegensatz zu anderen Seilbahntypen im Falle von quasistatischen Kraftänderungen die transversalen Seilbewegungen eine untergeordnete Rolle spielen. Die Ursache hierfür liegt in den kurzen Seilfeldern bei großer Vorspannung des Seiles. Maßgebend für die Gesamtsteifigkeit der Seilschleife ist somit die Längselastizität des Seiles, welche auf Basis von Zugversuchen mit der Dehnsteifigkeit  $E_S A_m$  charakterisiert werden kann.

<sup>17</sup> Seilreiter werden bei Zweiseilbahnen mit mehr als einem Tragseil zur zusätzlichen Führung des Zugseiles zwischen den Stützen verwendet. Dementsprechend ergeben sich kürzere Zugseilfelder als bei abschließlicher Zugseilführung an den Stützen.

### 2.1.2 Schwingungsformen

Durch die quasistatische Betrachtungsweise im vorangegangenen Abschnitt wurden die dynamischen Schwingungsformen des Seiles in einem ersten Schritt ausgeklammert. Im Allgemeinen treten jedoch bei axial laufenden, elastischen Kontinua longitudinale und transversale Schwingungen zeitgleich auf. Diese sind mechanisch gekoppelt und beeinflussen sich daher wechselseitig [26].

Der Longitudinalschwingung ist bei seilbetriebenen APM ein besonderer Stellenwert beizumessen. Aufgrund der Seillängen bis zu 6 km weist das hier eingesetzte Zugelement eine geringe Längssteifigkeit bei einer vergleichsweise großen Eigenmasse auf.

Darüber hinaus stellt sich die Frage, inwieweit transversale Seilschwingungen die Systemdynamik beeinflussen können. In der Praxis kann dies beispielsweise bei so genannten Pumpschwingungen von Einseilumlaufbahnen beobachtet werden. In diesem Fall regen dynamische Seilkraftänderungen, welche durch die Stützenüberfahrt der Fahrzeuge entstehen, die Grundschiwingung des Seilfeldes an. Diese Schwingung kann sich durch longitudinale Kopplung auf weiter entfernte Seilfelder ausbreiten und die Dynamik des Gesamtsystems beeinflussen.

Im Vergleich zu Einseilumlaufbahnen weisen die Seilfelder von seilbetriebenen APM jedoch wesentlich höhere Eigenfrequenzen auf. Aufgrund der geringen Durchhänge können diese durch die vereinfachte Betrachtung einer axial laufenden Saite berechnet werden. Für die Frequenz der Grundschiwingung ergibt sich der Zusammenhang [27]:

$$f_0 = \frac{1}{2c_T l} (c_T^2 - v_{st}^2) . \quad (2.2)$$

Die stationäre Geschwindigkeit des Seiles wird dabei mit  $v_{st}$  bezeichnet und die Transversalwellengeschwindigkeit  $c_T$  kann durch folgenden Zusammenhang berechnet werden:

$$c_T = \sqrt{\frac{F_m}{\lambda}} . \quad (2.3)$$

In Abbildung 2.3 ist die Frequenz der transversalen Grundschiwingung bei einer typischen Seilgeschwindigkeit von 12 m/s in Abhängigkeit von der Seilfeldlänge dargestellt. Dabei wurden wiederum  $\frac{E_S A_m}{F_m} = 150$  und  $\frac{E_S A_m}{F_m} = 1000$  als Parameter für die Grenzkurven gewählt. Der Parameter  $\frac{E_S A_m}{F_m} = 500$  entspricht einer typischen Grundspannkraft der Seilschleife. Für eine Seilfeld-Sehnenlänge von 20 m ergibt sich im Falle der geringsten Seilkraft eine Eigenfrequenz von ca. 3 Hz. Alle weiteren Eigenfrequenzen kommen aufgrund der höheren Seilkraft oder der geringeren Feldlänge über dieser Frequenz zu liegen.

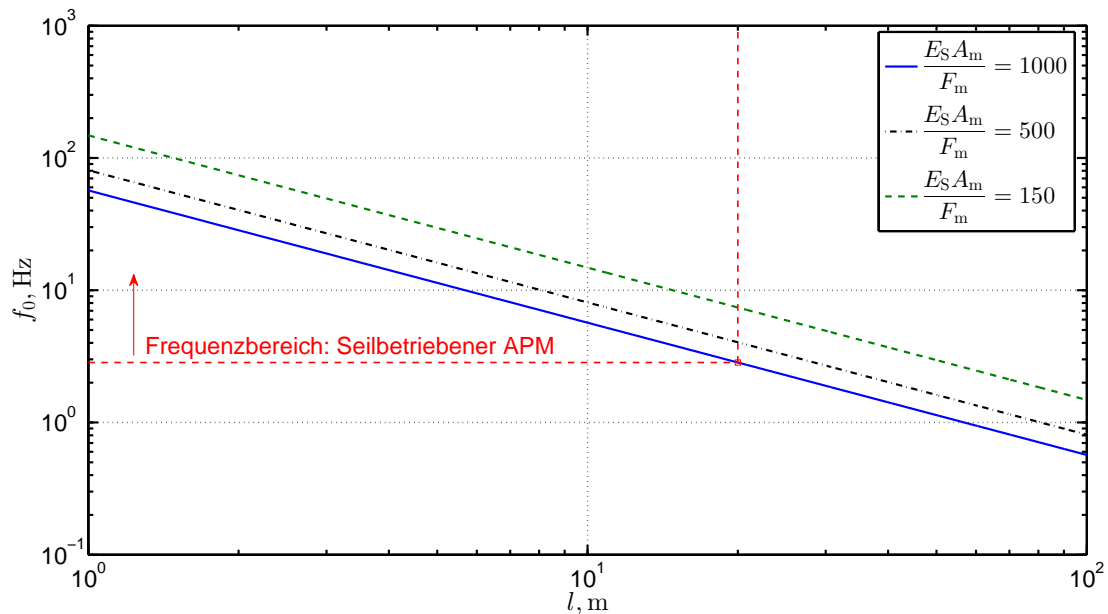


Abb. 2.3: Eigenfrequenzen der Grundschiwingung eines Seilfeldes in Abhängigkeit von der Feldlänge und der Seilkraft bei einer stationären Geschwindigkeit von  $v_{st} = 12 \text{ m/s}$

In der Regel liegt die Frequenz der Seilkraftänderungen infolge von Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen bei seilbetriebenen APM aufgrund der niedrigen Systemsteifigkeit deutlich unter 1 Hz (Abbildung 1.7). Folglich ist nicht davon auszugehen, dass transversale Seilschwingungen durch die Fahrzeug- und Antriebsbewegung maßgeblich angeregt werden.

Nichtsdestotrotz können auch bei seilbetriebenen APM lokal transversale Seilschwingungen beobachtet werden. Als Anregemechanismen kommen hierfür unrunde Seilrollen bzw. Unregelmäßigkeiten im Seilgefüge in Frage. Des Weiteren erfahren die Seilfelder durch die wellenförmige Oberfläche der Litzenseile eine stetige Anregung in einem Wellenlängenbereich, welcher durch die Schlaglänge und die Litzenanzahl des Seiles definiert ist. Abbildung 2.3 ist somit ein wichtiges Hilfsmittel, um bereits in der Entwicklungsphase der Anlage potenzielle Schwingungserreger zu identifizieren. Im Sinne der Betriebsfestigkeit der seilführenden Elemente und der mechanisch verbundenen Bauteile sollten transversale Seilschwingungen an der realen Anlage möglichst minimiert werden.

### 2.1.3 Massenverhältnisse im Schwingssystem

Ein weiterer zentraler Punkt in der Modellbildung ist die Erfassung der maßgeblichen Trägheiten im Schwingssystem. Bei technischen Systemen ist es häufig möglich, im Sinne der Modellvereinfachung und zur Steigerung der Recheneffizienz Bauteilmassen zu vernachlässigen (Massless Approach) oder die Komponenten vereinfacht als Massenpunkte

abzubilden. Können die Bauteile selbst als starr betrachtet werden und sind darüber hinaus die Koppelsteifigkeiten hoch, so werden diese häufig als ein einzelner repräsentativer Starrkörper modelliert.

Im Folgenden soll ein Überblick über die Massenverhältnisse bei seilbetriebenen APM gegeben werden. Im Bereich der primären Energiewandlung und Übertragung, d. h. von den elektrischen Maschinen über die Kupplungen und das Getriebe bis hin zur Antriebs-scheibe, sind die Systemkomponenten sehr steif gekoppelt und können im Sinne der niederfrequenten Systemdynamik als ein repräsentativer Starrkörper betrachtet werden. Weitere relevante Massen sind die Umlenkscheiben<sup>18</sup>, das Seil sowie die Fahrzeuge und deren Beladung. Eine Seilrolle im Einzelnen besitzt ein vergleichsweise niedriges Massenträgheitsmoment. Aufgrund der hohen Anzahl an Seilrollen im System sind jedoch auch diese in Bezug auf die Systemdynamik relevant. Die Masse der Spanneinrichtung ist nicht direkt an die Seilbewegung gekoppelt und wird daher in die folgende Betrachtung nicht einbezogen.

Tab. 2.2: Anteile der Teilsysteme an der effektiven Gesamtmasse bei zwei bestehenden seilbetriebenen APM

	APM kurz		APM lang	
Systemlänge	589 m		2978 m	
Beladungszustand	leer	beladen	leer	beladen
Antrieb <sup>19</sup>	39 %	31 %	35 %	31 %
Seilrollen	5 %	4 %	7 %	6 %
Seilschleife	11 %	9 %	33 %	29 %
Umlenkscheiben	9 %	7 %	5 %	4 %
Zug	36 %	49 %	20 %	30 %

In Tabelle 2.2 sind die effektiven Massenanteile der genannten Systemkomponenten für zwei bestehende Bahnen mit sehr unterschiedlichen Systemlängen<sup>20</sup> gelistet. Dabei wurden für die rotatorisch gekoppelten Maschinenelemente (Motoren, Getriebe, Seilscheiben, Seilrollen) gemäß Gleichung (2.4) effektive Massen bestimmt, welche sich durch eine energieäquivalente Betrachtungsweise aus dem Massenträgheitsmoment  $I_D$  in Bezug auf die Drehachse und dem jeweiligen Rollradius  $r$  ergeben [13, 28].

<sup>18</sup> Als Umlenkscheiben werden in dieser Arbeit jene Seilscheiben bezeichnet, welche im Gegensatz zur Antriebsscheibe eine reine Seilführungs- und Umlenkfunktion aufweisen.

<sup>19</sup> Dieser Posten beinhaltet die Trägheiten der Motoren, des Getriebes, der Bremsscheiben, der Kupplungen sowie der Antriebsscheibe.

<sup>20</sup> Als Systemlänge wird die Fahrbahnlänge zwischen den Endstationen verstanden.

$$m_{\text{eff}} = \frac{I_D}{r^2} \quad (2.4)$$

Die Aufstellung in Tabelle 2.2 zeigt, dass die jeweiligen Anteile der Systemkomponenten an der bewegten effektiven Gesamtmasse in einer ähnlichen Größenordnung liegen. Somit müssen sämtliche Komponenten in Bezug auf ihre Trägheitseigenschaften gleichermaßen Eingang in die Modellierung finden.

#### 2.1.4 Dissipative Mechanismen

Neben den relevanten Elastizitäten, Schwingungsformen und Trägheiten sind für die Modellbildung die im System wirkenden dissipativen Mechanismen von Interesse, welche das Dämpfungsverhalten des mechanischen Systems bestimmen.

Die Umwandlung von mechanischer in thermische Energie findet vor allem an den seilführenden Elementen (Seilrollen, Seilscheiben) statt und setzt sich aus folgenden Anteilen zusammen [29]:

- Walkarbeit des Einlagewerkstoffs
- Energiedissipation im Seilverbund aufgrund von Seilbiegung
- Gleitreibung an der Kontaktfläche zwischen Seil und seilführendem Element
- Reibung in den Wälzlagern des seilführenden Elements

Das mechanische Prinzip der Seilführung und -umlenkung ist bei Seilrollen und Seilscheiben zwar identisch, aufgrund der sehr unterschiedlichen geometrischen Verhältnisse (Krümmungsradius, Kontaktlänge) liefern die oben genannten Mechanismen jedoch unterschiedliche Beiträge zur Gesamtdissipation (Rollwiderstand) am jeweiligen seilführenden Element. Die physikalische Modellierung dieser dissipativen Mechanismen ist äußerst komplex und auch messtechnisch ergibt sich das Problem, dass man die einzelnen Anteile nur sehr aufwendig getrennt voneinander erfassen kann. Ein Beispiel zur messtechnischen Erfassung des Gesamtrollwiderstandes von Seilrollen ist in der Veröffentlichung [30] gegeben.

Aus den genannten Gründen wird für die praktische Seilbemessung die Energiedissipation an den jeweiligen seilführenden Elementen in ihrer Gesamtheit berücksichtigt. Dies erfolgt durch die Angabe von Rollwiderstandsbeiwerten, wobei davon ausgegangen wird, dass der Rollwiderstand der Auflagerlast an den Rollen und Scheiben proportional ist [31].

Neben den genannten Rollwiderständen der Rollen und Scheiben haben auch die Fahrzeuge einen maßgeblichen dissipativen Anteil. Dieser setzt sich in erster Linie aus dem

Rollwiderstand der Tragräder und der Spurführungsrollen<sup>21</sup> zusammen. Des Weiteren kommt in einem geringeren Ausmaß auch der Luftwiderstand der Fahrzeuge zum Tragen.

In Tabelle 2.3 sind die jeweiligen Anteile der Teilsysteme am gesamten Fahrwiderstand für zwei bestehende seilbetriebene APM aufgeführt. Für die Seilrollen und Seilscheiben wurde dabei ein Rollwiderstandsbeiwert von 3 % respektive 0.3 % angesetzt. Der Rollwiderstand der Tragräder am Fahrzeug (Lkw-Reifen) wurde mit 1 % der Aufstandskraft gewählt. Die genannten Werte ergeben sich aus der Seilbahnnorm [31]. Der Rollwiderstand der Spurführungsrollen wurde mit 2 % der Normalkraft angesetzt.

Bei der Berechnung des Luftwiderstandes wurden typische Werte eines seilbetriebenen APM herangezogen. Die Querspanntfläche<sup>22</sup> beträgt 7 m<sup>2</sup>, der  $c_w$ -Wert wurde mit 0.8 angesetzt und es wurde von einer Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_{F\bar{x}}$  von 12 m/s ausgegangen.

Tab. 2.3: Anteile der Teilsysteme am gesamten Fahrwiderstand bei zwei bestehenden seilbetriebenen APM

	APM kurz		APM lang	
Systemlänge	589 m		2978 m	
Beladungszustand	leer	beladen	leer	beladen
Seilrollen	75 %	72 %	84 %	82 %
Seilscheiben	14 %	13 %	9 %	9 %
Fahrzeuge	11 %	15 %	7 %	9 %

Aus Tabelle 2.3 kann der Schluss gezogen werden, dass die Abrollbewegung der Seilrollen den maßgeblichen Fahrwiderstand erzeugt. Als Ursache hierfür kann der Umstand genannt werden, dass bei seilbetriebenen APM zur Seilführung aufgrund der komplexen Trassierung häufig mehrere hundert Seilrollen erforderlich sind. Somit sind diese in Bezug auf die Gesamtenergiedissipation im Antriebsstrang dominant.

Zusammenfassend kann aus den getätigten Abschätzungen in diesem Abschnitt der Schluss gezogen werden, dass für das mechanische Ersatzmodell vor allem die Elastizität und die Longitudinalbewegung des Seiles von Relevanz ist. Dabei liegen die Trägheitseigenschaften der am Schwingsystem beteiligten Massen in einer ähnlichen Größenordnung und als wichtigster dissipativer Faktor kann der Rollwiderstand der Seilrollen identifiziert werden.

<sup>21</sup> Im Falle des Einsatzes von alternativen Trag- und Führungselementen (konventionelle Rad-Schiene-Paarung, Luftkissentechnik) ergeben sich naturgemäß andere dissipative Mechanismen am Fahrzeug.

<sup>22</sup> Als Querspanntfläche wird die projizierte Frontfläche des Fahrzeuges bezeichnet.



Diese Erkenntnisse fließen in die Modellbildung ein, welche nachfolgend dargelegt wird. Es wird zunächst anhand eines einfachen Beispiels die Grundidee des Antriebsstrangmodells erläutert, um im darauffolgenden Abschnitt mehrere Modellerweiterungen zu beschreiben<sup>23</sup>.

## 2.2 Basismodell

Für die Herleitung des Basismodells wird in einem ersten Schritt eine vereinfachte Konfiguration eines seilbetriebenen APM betrachtet<sup>24</sup> (Abbildung 2.4). Das System besteht aus zwei Seilscheiben und einem Fahrzeug, welche über eine geschlossene Seilschleife verbunden sind. Als globales Referenzsystem wird ein rechtshändiges, kartesisches Koordinatensystem  $x_0, y_0, z_0$  eingeführt.

Die Seilscheiben weisen einen rotatorischen Freiheitsgrad um die  $z_0$ -Achse auf. Es wird angenommen, dass das Fahrzeug in Wagenkastenmitte mit dem Seil fix verbunden ist und sich geradlinig auf einer ebenen Fahrbahn in  $x_0$ -Richtung bewegt. Die Dynamik einer Spanneinrichtung und eine Interaktion mit Seilrollen wird vorerst nicht berücksichtigt.

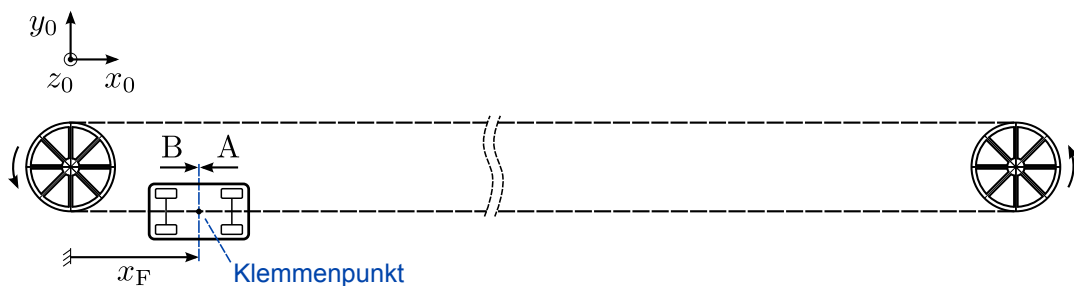


Abb. 2.4: Schema eines vereinfachten seilbetriebenen APM-Systems

Aufgrund der geringen Querabmessungen des Seiles im Verhältnis zur Längenausdehnung werden die folgenden Betrachtungen auf die Systemlinie (Seilmittelnachse) reduziert. Folglich wird auch ein kontinuumsmechanischer Ansatz gewählt, d. h. die Makrostruktur (Litzen, Seileinlage) wird nicht betrachtet.

Auf Basis der Analysen im vorangegangenen Abschnitt wird angenommen, dass die transversalen Bewegungen des Seiles eine untergeordnete Rolle spielen. Darüber hinaus wird der Einfluss der Zentripetalbeschleunigung auf das Seil im Bereich der Seilscheiben vernachlässigt.

<sup>23</sup> Die folgenden Herleitungen wurden bereits in [32] und [33] überblicksmäßig veröffentlicht. Der Autor dankt sich beim *Taylor & Francis*-Verlag für die Erlaubnis zur Verwendung von Copyright-geschütztem Material aus der Veröffentlichung [33].

<sup>24</sup> Das hier betrachtete Beispiel entspricht der Betriebsart b) gemäß Abbildung 1.2. Die Modellbildung für die anderen Betriebsarten erfolgt analog.

Wird die Seilschleife am Klemmenpunkt gedanklich getrennt und abgewickelt, so kann das Seil als längselastischer, longitudinal beschleunigter Stab betrachtet werden (Abbildung 2.5). Anhand dieses mechanischen Modells soll im Folgenden die Bewegungsgleichung des Seils abgeleitet werden.

### 2.2.1 Bewegungsgleichung des Seiles

Auf Basis einer Lagrangeschen Betrachtungsweise wird das gleichmäßig mit der Seilkraft  $F$  vorgespannte Seil als Referenzzustand herangezogen (Abbildung 2.5 a)). Im allgemeinen Fall wird das Seil beschleunigt und erfährt aufgrund seiner Trägheit und der Interaktionskräfte mit den Seilscheiben longitudinale Verschiebungen  $u(s, t)$  (Abbildung 2.5 b)). Die Seilverschiebung ist demgemäß eine Funktion von  $s$ , der Seilkoordinate im Referenzzustand, und der Zeit  $t$ . Die Interaktion mit den Seilscheiben wird durch die linienverteilten Kräfte  $q$  modelliert.

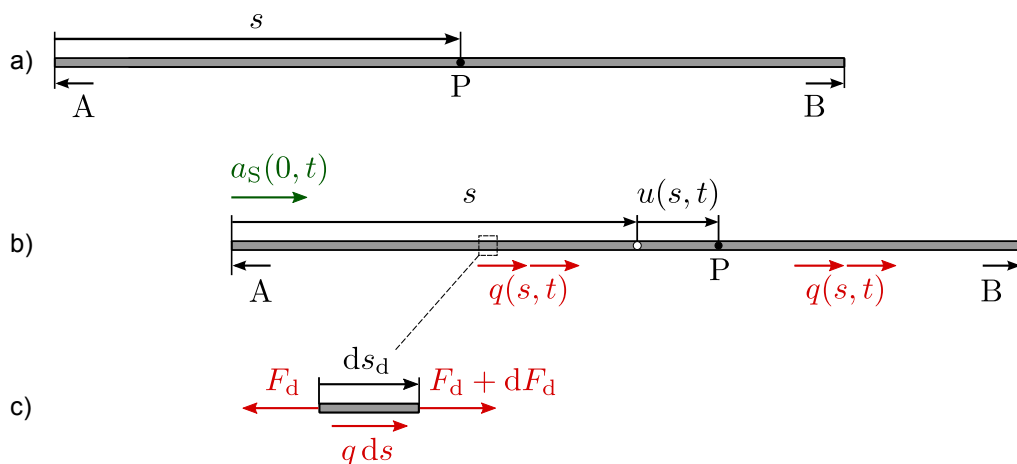


Abb. 2.5: Betrachtung der Seilschleife als longitudinal beschleunigten Stab:  
a) Referenzzustand,  
b) dynamischer (verformter) Zustand,  
c) infinitesimales Seilelement

Schneidet man aus dem verschobenen und verformten Seil ein infinitesimales Stück heraus (Abbildung 2.5 c)), so ergibt sich durch Anwendung der Newtonschen Bewegungsgleichung folgender Zusammenhang:

$$\lambda_d ds_d \left( a_S + \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right) = -F_d + F_d + dF_d + q ds. \quad (2.5)$$

Dabei sind  $\lambda_d$  die spezifische Seilmasse und  $s_d$  die Seilkoordinate jeweils im dynamischen Zustand. Die absolute Beschleunigung setzt sich aus der Systembeschleunigung

gung  $a_S$  und der Relativbeschleunigung  $\partial^2 u / \partial t^2$  zusammen. Unter der Systembeschleunigung wird die longitudinale Beschleunigung des Seiles verstanden, wenn dieses als dehnstarr angesehen wird.  $F_d$  ist die dynamische Seilkraft. Es wird vorausgesetzt, dass die linienvierten Kräfte  $q$  in Bezug auf die Seilkoordinate im Referenzzustand  $s$  und die Zeit  $t$  gegeben sind.

Mit der Beziehung:

$$dF_d = \frac{\partial F_d}{\partial s_d} ds_d \quad (2.6)$$

folgt für Gleichung (2.5):

$$\lambda_d ds_d \left( a_S + \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right) = \frac{\partial F_d}{\partial s_d} ds_d + q ds. \quad (2.7)$$

Die auf den Referenzzustand bezogene Dehnung wird definiert als:

$$\epsilon = \frac{\partial u}{\partial s}. \quad (2.8)$$

Es wird ein linearer Zusammenhang zwischen der relativen Seildehnung und der dynamischen Seilkraft angenommen:

$$F_d = F + E_S A_m \epsilon. \quad (2.9)$$

An dieser Stelle sei angemerkt, dass Litzenseile im Allgemeinen einen progressiven, nichtlinearen Kraft-Dehnungs-Zusammenhang aufweisen [34]. Im Betriebsbereich von Seilbahnen kann die Charakteristik jedoch in guter Näherung linearisiert werden.

Mit der relativen Dehnung  $\epsilon$  kann der Zusammenhang zwischen den Seilkoordinaten folgendermaßen angegeben werden:

$$ds_d = ds (1 + \epsilon). \quad (2.10)$$

Darüber hinaus ergibt sich aus der Massenkonstanz des infinitesimalen Seilstücks ( $dm_d = dm$ ):

$$\lambda_d ds_d = \lambda ds, \quad (2.11)$$

und mit Anwendung von Gleichung (2.10) folgt:

$$\lambda_d = \frac{\lambda}{1 + \epsilon}. \quad (2.12)$$

Mit den Beziehungen (2.9), (2.10) und (2.12) kann die Bewegungsgleichung folgendermaßen angeschrieben werden:

$$\lambda \left( a_S + \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right) = \frac{\partial}{\partial s} (F + E_S A_m \epsilon) + q . \quad (2.13)$$

Aus der Konstanz der Seilkraft im Referenzzustand  $F$  über die Seilkoordinate  $s$  und dem Dehnungs-Verschiebungs-Zusammenhang (2.8) folgt:

$$\lambda \left( a_S + \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right) = E_S A_m \frac{\partial^2 u}{\partial s^2} + q . \quad (2.14)$$

Durch Umformung kann die Bewegungsgleichung des Seiles wie folgt angegeben werden:

$$\frac{\partial^2 u(s, t)}{\partial t^2} = \frac{1}{\lambda} \left[ E_S A_m \frac{\partial^2 u(s, t)}{\partial s^2} + q(s, t) \right] - a_S(s, t) , \quad (2.15)$$

wobei die Seilverschiebungen  $u$ , die Systembeschleunigung  $a_S$  und auch die linienverteilten Kräfte  $q$  Funktionen der Koordinate  $s$  und der Zeit  $t$  sind. Durch Einführung der Longitudinalwellengeschwindigkeit  $c_L$  kann die Gleichung kompakt geschrieben werden:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c_L^2 \frac{\partial^2 u}{\partial s^2} + \frac{q}{\lambda} - a_S . \quad (2.16)$$

Dabei gilt für  $c_L$ :

$$c_L = \sqrt{\frac{E_S A_m}{\lambda}} . \quad (2.17)$$

Es ist zu beachten, dass sich die Bewegungsgleichung im Falle eines ruhenden Referenzsystems ( $a_S = 0$ ) und bei fehlenden äußeren Lasten ( $q = 0$ ) auf die allgemein bekannte eindimensionale Wellengleichung reduziert [35].

Die Seilbewegungsgleichung ist eine partielle Differentialgleichung zweiter Ordnung, welche durch unterschiedliche numerische Methoden im Ort-Zeit-Bereich gelöst werden kann. Im Hinblick auf die spätere Implementierung in ein kommerzielles MKS-Programm ist es allerdings erforderlich, die Gleichung in ein System von gewöhnlichen Differentialgleichungen überzuführen. Auf ein mögliches Verfahren wird im folgenden Abschnitt eingegangen.

## 2.2.2 Transformation der partiellen Differentialgleichung

Die Transformation der partiellen Differentialgleichung in ein ODE-System erfolgt in diesem Fall durch die Anwendung der *Methode der gewichteten Residuen*, bei welcher für die unbekannte Verschiebungsfunktion  $u(s, t)$  ein Näherungsansatz  $\tilde{u}(s, t)$  gewählt wird [35, 36]. Dieser ergibt sich aus der Linearkombination von linear unabhängigen Formfunktionen  $\Phi_k(s)$ :

$$\tilde{u}(s, t) = \sum_{k=1}^n a_k(t) \Phi_k(s), \quad (2.18)$$

welche mit den unbekanntenen, zeitabhängigen Koeffizienten  $a_k$  multipliziert werden.

Da der Näherungsansatz die partielle Differentialgleichung im Allgemeinen nicht exakt erfüllt, ergibt die umgestellte Gleichung nicht identisch gleich null, sondern es verbleibt ein Residuum  $R$ :

$$\frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial t^2} - c_L^2 \frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial s^2} - \frac{q}{\lambda} + a_S = R(\tilde{u}) \neq 0. \quad (2.19)$$

Bei der Methode der gewichteten Residuen wird – wie der Name bereits ausdrückt – das Residuum im betrachteten Gebiet mit einer Funktion  $\eta(s)$  gewichtet und das Integral über das Gebiet identisch Null gesetzt, so dass der Fehler im Mittel verschwindet [37]:

$$\int_G R(\tilde{u}) \eta(s) \, ds = 0. \quad (2.20)$$

Je nach Wahl der Wichtungsfunktion  $\eta(s)$  lassen sich aus der Methode verschiedene Unterverfahren ableiten. Werden z. B. für die Wichtungsfunktion Dirac-Funktionen eingesetzt, so ergibt sich die Forderung, dass das Residuum an bestimmten Punkten verschwindet. Man spricht dann vom *Kollokationsverfahren* [35]. Ein anderer Ansatz ergibt sich aus der Forderung, dass das Residuum nicht in ausgewählten Kollokationspunkten, sondern im Mittel über Teilgebiete  $G_T$  verschwindet (*Teilgebiets-Verfahren* bzw. *Subdomain-Kollokationsverfahren* [37]). Dann wird die Wichtungsfunktion identisch gleich Eins gesetzt:

$$\int_{G_T} R(\tilde{u}) \, ds = 0. \quad (2.21)$$

Der allgemeinste Fall – und diese Methodik soll hier zur Anwendung kommen – beinhaltet die Forderung, dass der Fehler im gewichteten Mittel gleich Null ist (2.20). Dabei werden auch die Wichtungsfunktion  $\eta(s)$  als Linearkombination linear unabhängiger Funktionen  $\Psi_j(s)$  dargestellt:

$$\eta(s) = \sum_{j=1}^n b_j \Psi_j(s). \quad (2.22)$$

Aufgrund der linearen Unabhängigkeit der Funktionen  $\Psi_j(s)$  und der Tatsache, dass die Koeffizienten  $b_j$  beliebig sind, ergeben sich  $n$  Gleichungen für die  $n$  unbekanntenen Koeffizienten  $a_k$  [35, 37]:

$$\int_G R(\tilde{u}) \Psi_j(s) \, ds = \int_G R \left[ \sum_{k=1}^n a_k(t) \Phi_k(s) \right] \Psi_j(s) \, ds = 0, \quad j = 1, \dots, n. \quad (2.23)$$

In der Anwendung werden häufig für die Näherungsfunktion  $\tilde{u}$  und die Wichtungsfunktion  $\eta$  dieselben Ansätze gewählt, wobei man dann vom *Galerkinschen Verfahren* spricht, einer weiteren Variante der Methode der gewichteten Residuen. Dieser Zugang soll auch hier gewählt werden, wobei aus Gleichung (2.23) folgt:

$$\int_G R \left[ \sum_{k=1}^n a_k(t) \Phi_k(s) \right] \Phi_j(s) \, ds = 0, \quad j = 1, \dots, n. \quad (2.24)$$

Grundsätzlich ist es bei den vorgestellten Verfahren möglich, einen Näherungsansatz für das gesamte Gebiet  $G$  zu wählen. Nachdem dieser allerdings die Randbedingungen erfüllen und auch eine adäquate Nachstellung der exakten Lösung im gesamten Gebiet ermöglichen soll, gestaltet sich die Wahl eines entsprechenden Näherungsansatzes in der praktischen Anwendung schwierig.

Alternativ kann man Näherungsansätze wählen, welche nur in Teilgebieten von Null verschieden sind, wodurch die oben genannten Forderungen bereits durch einfache (z. B. lineare) Funktionen erfüllt werden können. Man spricht dann von der Finite-Elemente-Methode.

Aus den genannten Gründen wird das Seil im hier vorliegenden Beispiel durch finite Elemente diskretisiert. Dabei werden für die Form- und Wichtungsteilfunktionen lineare Ansätze gewählt (Abbildung 2.6 a):

$$\Phi_{\text{I}}(x) = \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{x}{h} \right), \quad (2.25)$$

$$\Phi_{\text{II}}(x) = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{x}{h} \right). \quad (2.26)$$

In diesen Gleichungen ist  $x$  die Elementkoordinate und es gilt  $dx = ds$ . Mit  $h$  wird die halbe Elementlänge bezeichnet und I, II sind die Knoten des Elements.

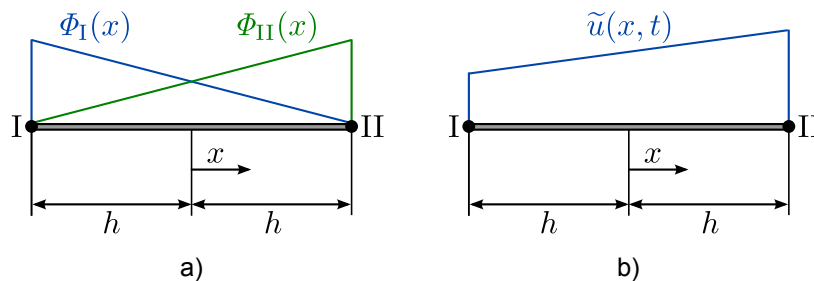


Abb. 2.6: a) Form- und Wichtungsteilfunktionen des Seilelements und  
b) Elementansatzfunktion für die Verschiebung

Aus diesen Funktionen ergibt sich ein linearer Verschiebungsansatz im Element (Abbildung 2.6 b)):

$$\tilde{u}(x, t) = \tilde{u}_{\text{I}}(t) \Phi_{\text{I}}(x) + \tilde{u}_{\text{II}}(t) \Phi_{\text{II}}(x). \quad (2.27)$$

Aus dem Zusammenhang (2.24) ergeben sich zwei Elementgleichungen:

$$\int_{-h}^h \left( \ddot{\tilde{u}} - c_{\text{L}}^2 \tilde{u}'' - \hat{q} + a_{\text{S}} \right) \Phi_{\text{I}}(x) dx = 0, \quad (2.28)$$

$$\int_{-h}^h \left( \ddot{\tilde{u}} - c_{\text{L}}^2 \tilde{u}'' - \hat{q} + a_{\text{S}} \right) \Phi_{\text{II}}(x) dx = 0. \quad (2.29)$$

Hierbei steht  $(\ )''$  für die zweite Ableitung nach der Elementkoordinate  $x$  und  $(\ )\ddot{\ }$  ist die zweite Ableitung nach der Zeit  $t$ .

Dabei ist  $\hat{q}$  definiert durch:

$$\hat{q} = \frac{q}{\lambda}. \quad (2.30)$$

Voraussetzung für die Anwendung der hier vorgestellten Methode ist, dass die globale Näherungsfunktion<sup>25</sup> die Randbedingungen erfüllt sowie  $(o - 1)$ -mal stetig differenzierbar ist. Dabei bezeichnet  $o$  die Ordnung der höchsten Ableitung nach der Ortskoordinate innerhalb des Integrals. Die Randbedingungen für das hier vorliegende Problem sind Verschiebungsrandbedingungen an den Seilendpunkten A und B, welche durch einen linearen Elementansatz erfüllbar wären. Die höchste Ableitung nach dem Ort im Integral ist allerdings zweiter Ordnung, wodurch die globale Ansatzfunktion einmal stetig differenzierbar sein müsste. Diese Bedingung würde jedoch einen quadratischen Elementansatz erfordern.

Um diese Problematik zu umgehen, wird der Term mit der zweiten Ableitung nach der Elementkoordinate partiell integriert. Dies soll im Folgenden exemplarisch für Gleichung (2.28) dargestellt werden:

$$\int_{-h}^h c_L^2 \tilde{u}'' \Phi_I dx + \int_{-h}^h (\hat{q} - a_S - \ddot{u}) \Phi_I dx =$$

$$c_L^2 \tilde{u}' \Phi_I \Big|_{-h}^h - \int_{-h}^h c_L^2 \tilde{u}' \Phi_I' dx + \int_{-h}^h (\hat{q} - a_S - \ddot{u}) \Phi_I dx = 0. \quad (2.31)$$

Der integrierte Term kann aufgrund der speziellen Wahl der Wichtungsteilfunktion  $\Phi_I$  noch vereinfacht werden. Die Funktion liefert am Anfang und Ende des Elements:

$$\Phi_I \Big|_h = 0, \quad \Phi_I \Big|_{-h} = 1. \quad (2.32)$$

Daraus folgt für (2.31):

$$-c_L^2 \tilde{u}' \Big|_{-h} - \int_{-h}^h c_L^2 \tilde{u}' \Phi_I' - (\hat{q} - a_S - \ddot{u}) \Phi_I dx = 0. \quad (2.33)$$

Analog ergibt sich für die zweite Elementgleichung (2.29):

$$c_L^2 \tilde{u}' \Big|_h - \int_{-h}^h c_L^2 \tilde{u}' \Phi_{II}' - (\hat{q} - a_S - \ddot{u}) \Phi_{II} dx = 0. \quad (2.34)$$

<sup>25</sup> Die globale Näherungsfunktion setzt sich aus der Summe aller Elementansatzfunktionen zusammen.



Durch die partielle Integration kann somit die Ordnung der höchsten Ortsableitung reduziert werden, allerdings entsteht ein unbekannter Randterm. Wie dieser Randterm eliminiert werden kann, soll nachfolgend beschrieben werden. Dazu wird die Nummerierungskonvention gemäß Abbildung 2.7 für die Knoten und Elemente des Seiles eingeführt:

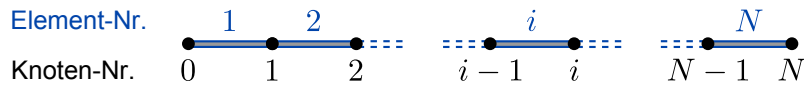


Abb. 2.7: Nummerierungskonvention für die Finite-Elemente-Diskretisierung

Am Knoten  $i$  muss gemäß dem Actio-Reactio-Prinzip folgender Zusammenhang gelten:

$$c_L^2 \tilde{u}'_i |_h = c_L^2 \tilde{u}'_{i+1} |_{-h} , \quad (2.35)$$

wobei der Ausdruck  $\tilde{u}'_i$  für die Ortsableitung der Verschiebung im  $i$ -ten Element steht.

Durch Addition der zweiten Elementgleichung des Elements  $i$  mit der ersten Elementgleichung des Elements  $i + 1$  kann der Randterm eliminiert werden:

$$\int_{-h}^h c_L^2 \tilde{u}'_i \Phi'_{II} - (\hat{q}_i - a_{S,i} - \ddot{u}_i) \Phi_{II} dx_i + \int_{-h}^h c_L^2 \tilde{u}'_{i+1} \Phi'_I - (\hat{q}_{i+1} - a_{S,i+1} - \ddot{u}_{i+1}) \Phi_I dx_{i+1} = 0 . \quad (2.36)$$

Die Ausdrücke  $\hat{q}_i$ ,  $a_{S,i}$  und  $x_i$  stehen in dieser Reihenfolge für die spezifischen, linienverteilten Kräfte, die Systembeschleunigung und die Elementkoordinate im  $i$ -ten Element.

In der Gleichung (2.36) tritt nur mehr eine einfache Ortsableitung auf, wodurch der lineare Verschiebungsansatz in Gleichung (2.27) ausreichend für die Konvergenz des Verfahrens ist. Aus dieser Elementansatzfunktion ergeben sich folgende Ausdrücke für die Ableitungen nach der Elementkoordinate  $x$ :

$$\Phi'_I = -\frac{1}{2h} , \quad \Phi'_{II} = \frac{1}{2h} , \quad (2.37)$$

$$\tilde{u}' = \frac{1}{2h} (\tilde{u}_{II} - \tilde{u}_I) . \quad (2.38)$$

Die Zeitableitungen sind:

$$\dot{\tilde{u}} = \Phi_I \dot{\tilde{u}}_I + \Phi_{II} \dot{\tilde{u}}_{II}, \quad (2.39)$$

$$\ddot{\tilde{u}} = \Phi_I \ddot{\tilde{u}}_I + \Phi_{II} \ddot{\tilde{u}}_{II}. \quad (2.40)$$

Durch Einsetzen der Ansatzfunktion und deren Ableitungen in die Elementgleichungen (2.33, 2.34) können die Integrale gelöst werden.

Im Folgenden werden exemplarisch die Integrale der Terme mit der ersten Wichtungsteilfunktion angegeben. Die Berechnung für die zweite Wichtungsteilfunktion erfolgt analog. Der erste Term, welcher die Seilkräfte beinhaltet, ergibt sich zu:

$$\int_{-h}^h c_L^2 \tilde{u}' \Phi_I' dx = \frac{c_L^2}{2h} (\tilde{u}_I - \tilde{u}_{II}). \quad (2.41)$$

Für die Berechnung des zweiten Terms mit den äußeren Lasten müssen die linienverteilten Kräfte als Funktion der Referenzkoordinate  $q(s)$  bekannt sein. Prinzipiell ergeben sich in Bezug auf die Lasteinleitung im Bereich der Seilscheiben ähnliche Zusammenhänge wie beim Rad-Schiene-Kontakt von konventionellen Schienenfahrzeugen oder dem Reifen-Straße-Kontakt von Kraftfahrzeugen. Es bildet sich in der Regel im Einlaufbereich der Seilscheibe ein Haftgebiet aus [38]. Die Tangentialkräfte bauen sich kontinuierlich auf, bis die Traktionsgrenze<sup>26</sup>  $q_{\max}(s)$  erreicht ist (Abbildung 2.8). Das Erreichen der Traktionsgrenze setzt die Übertragung von entsprechend hohen Kräften voraus. Es entsteht dann im Anschluss an das Haftgebiet ein Gleitgebiet, wobei in der Seilbahntechnik in diesem Fall häufig vom so genannten „Kriechen“ des Seiles gesprochen wird. Im Gleitgebiet sind die übertragbaren Tangentialkräfte durch die Traktionsgrenze limitiert.

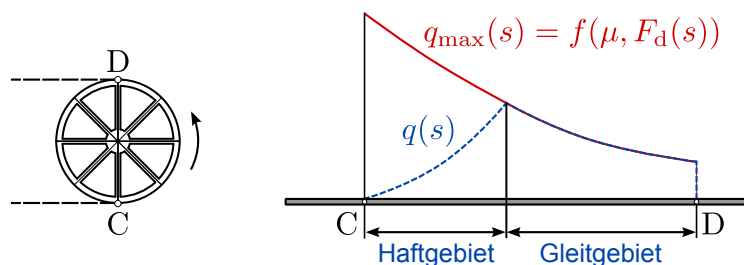


Abb. 2.8: Qualitativer Verlauf der linienverteilten Kräfte  $q(s)$  im Bereich der Seilscheibe

<sup>26</sup> Im Falle des Seil-Scheiben-Kontakts ist die Traktionsgrenze in erster Linie eine Funktion der örtlichen Seilkraft, woraus sich die Pressung in Normalenrichtung ergibt, und des Reibwertes.

Die genaue Berechnung des Verlaufes  $q(s)$  in Abbildung 2.8 würde neben einer sehr feinen FEM-Diskretisierung des Seiles im Bereich der Seilscheibe auch die Berücksichtigung der Elastizität der Scheibeneinlage sowie die Unterscheidung zwischen Haft- und Gleitgebiet erfordern. Nachdem jedoch die Kontaktlänge  $L_K$  an der Seilscheibe bei seilbetriebenen APM maximal 0.5 % der Gesamtseillänge beträgt, kann davon ausgegangen werden, dass die genaue Form der Lasteinleitung in Bezug auf die globale Systemdynamik eine untergeordnete Rolle spielt. Vielmehr ist die über die gesamte Kontaktlänge eingeleitete Kraft  $F_K$  entscheidend:

$$F_K = \int_{L_K} q(s) ds . \quad (2.42)$$

Im Sinne der Recheneffizienz wird daher vereinfacht ein rechteckförmiger Verlauf für die Lastfunktion angenommen<sup>27</sup> (Abbildung 2.9):

$$\hat{q}(x) = \hat{q}_A [\Theta(x - x_C) - \Theta(x - x_D)] . \quad (2.43)$$

Als Unbekannte verbleibt somit die Amplitude der spezifischen linienverteilten Kräfte  $\hat{q}_A$ , auf deren Bestimmung im nachfolgenden Abschnitt im Detail eingegangen wird.

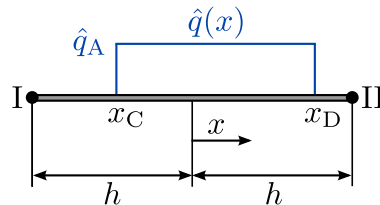


Abb. 2.9: Lastaufbringung auf das Seilelement

Aus Gleichung (2.43) folgt für den Lastterm:

$$\int_{-h}^h \hat{q} \Phi_I dx = \int_{x_C}^{x_D} \hat{q}_A \Phi_I dx = \frac{\hat{q}_A}{2} \left[ x_D - x_C - \frac{1}{2h} (x_D^2 - x_C^2) \right] = Q_I . \quad (2.44)$$

Es zeigt sich, dass sich durch die spezielle Annahme der Lastfunktion (2.43) ein einfacher analytischer Zusammenhang ergibt und somit auf eine numerische Integration über die Elementkoordinate verzichtet werden kann.

<sup>27</sup> In Abbildung 2.9 ist der Fall dargestellt, bei welchem die Kontaktkräfte der Scheibe nur in einem einzelnen Element wirken. Bei entsprechend feiner Diskretisierung des Seiles dehnt sich die Lastfunktion über mehrere Elemente aus.

Für die Berechnung des dritten Terms, welcher die Systembeschleunigung beinhaltet, ergibt sich für das vorliegende Beispiel folgender Zusammenhang:

$$a_S(s, t) = \ddot{x}_F(t) . \quad (2.45)$$

Folglich ist die Systembeschleunigung (Abbildung 2.5) konstant über die Seilkoordinate  $s$  und der Term kann einfach integriert werden zu:

$$\int_{-h}^h a_S \Phi_I dx = \int_{-h}^h \ddot{x}_F \Phi_I dx = \ddot{x}_F h . \quad (2.46)$$

Der letzte Term beschreibt die Relativbeschleunigung und wird nach der Integration zu:

$$\int_{-h}^h \ddot{u} \Phi_I dx = \frac{h}{3} (2\ddot{u}_I + \ddot{u}_{II}) . \quad (2.47)$$

Durch eine analoge Vorgehensweise können auch die Terme der zweiten Elementgleichung integriert werden:

$$\int_{-h}^h c_L^2 \tilde{u}' \Phi_{II}' dx = \frac{c_L^2}{2h} (-\tilde{u}_I + \tilde{u}_{II}) , \quad (2.48)$$

$$\int_{-h}^h \hat{q} \Phi_{II} dx = \frac{\hat{q}_A}{2} \left[ x_D - x_C + \frac{1}{2h} (x_D^2 - x_C^2) \right] = Q_{II} , \quad (2.49)$$

$$\int_{-h}^h \ddot{x}_F \Phi_{II} dx = \ddot{x}_F h , \quad (2.50)$$

$$\int_{-h}^h \ddot{u} \Phi_{II} dx = \frac{h}{3} (\ddot{u}_I + 2\ddot{u}_{II}) . \quad (2.51)$$

Durch Anwendung der zuletzt beschriebenen Integration auf Gleichung (2.36) können bei Diskretisierung des Seiles mit  $N$  Elementen ( $N - 1$ ) Gleichungen für die ( $N - 1$ ) unbekanntes Verschiebungen angeschrieben werden.

Für die  $i$ -te Gleichung gilt:

$$\frac{h}{3} \left( \ddot{u}_{i-1} + 4\ddot{u}_i + \ddot{u}_{i+1} \right) + \frac{c_L^2}{2h} (-\tilde{u}_{i-1} + 2\tilde{u}_i - \tilde{u}_{i+1}) = Q_{II,i} + Q_{I,(i+1)} - 2\ddot{x}_F h. \quad (2.52)$$

Die erste und  $(N-1)$ -te Gleichung degenerieren aufgrund der Randbedingungen  $\tilde{u}_0 = 0$  und  $\tilde{u}_N = 0$  zu:

$$\frac{h}{3} \left( 4\ddot{u}_1 + \ddot{u}_2 \right) + \frac{c_L^2}{2h} (2\tilde{u}_1 - \tilde{u}_2) = Q_{II,1} + Q_{I,2} - 2\ddot{x}_F h, \quad (2.53)$$

$$\frac{h}{3} \left( \ddot{u}_{N-2} + 4\ddot{u}_{N-1} \right) + \frac{c_L^2}{2h} (-\tilde{u}_{N-2} + 2\tilde{u}_{N-1}) = Q_{II,(N-1)} + Q_{I,N} - 2\ddot{x}_F h. \quad (2.54)$$

Nach Division mit der halben Elementlänge  $h$  kann das Gleichungssystem wie folgt in Matrixform angeschrieben werden:

$$\underline{M} \ddot{\underline{u}} + \underline{C} \underline{u} = \underline{q} - \underline{a}_S, \quad (2.55)$$

mit der dimensionslosen Massenmatrix  $\underline{M}$  und der Steifigkeitsmatrix  $\underline{C}$ :

$$\underline{M} = \frac{1}{3} \begin{pmatrix} 4 & 1 & 0 & \cdots & 0 \\ 1 & 4 & 1 & & \\ 0 & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \ddots & \ddots \\ 0 & \cdots & 0 & 1 & 4 \end{pmatrix}, \quad \underline{C} = \frac{c_L^2}{2h^2} \begin{pmatrix} 2 & -1 & 0 & \cdots & 0 \\ -1 & 2 & -1 & & \\ 0 & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \ddots & \ddots \\ 0 & \cdots & 0 & -1 & 2 \end{pmatrix}, \quad (2.56)$$

und den Vektoren der Relativbeschleunigungen  $\ddot{\underline{u}}$  und Verschiebungen  $\underline{u}$ :

$$\ddot{\underline{u}} = \begin{pmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \\ \vdots \\ \ddot{u}_{N-1} \end{pmatrix}, \quad \underline{u} = \begin{pmatrix} \tilde{u}_1 \\ \tilde{u}_2 \\ \vdots \\ \tilde{u}_{N-1} \end{pmatrix}. \quad (2.57)$$

Der Lastvektor  $\underline{q}$  und der Vektor der Systembeschleunigungen  $\underline{a}_S$  sind gegeben durch:

$$\underline{q} = \frac{1}{h} \begin{pmatrix} Q_{II,1} + Q_{I,2} \\ Q_{II,2} + Q_{I,3} \\ \vdots \\ Q_{II,(N-1)} + Q_{I,N} \end{pmatrix}, \quad \underline{a}_S = 2\ddot{x}_F \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ \vdots \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (2.58)$$

Durch die vorangegangene Ableitung konnte gezeigt werden, dass sich die partielle Differentialgleichung (2.16), welche die longitudinale Seilbewegung beschreibt, durch Anwendung der Galerkinschen Methode und einem Finite-Elemente-Ansatz in ein System gekoppelter, gewöhnlicher Differentialgleichungen zweiter Ordnung überführen lässt. Die resultierenden Matrizen (Massen- und Steifigkeitsmatrix) sind zeitlich konstant sowie symmetrisch und weisen eine banddiagonale Struktur auf, was für die spätere numerische Lösung des verallgemeinerten Modells (Abschnitt 2.3) von Relevanz ist.

In Abschnitt 1.2 wurde das Ziel definiert, ein Antriebsstrangmodell für die Anwendung in kommerzieller MKS-Software zur Verfügung zu stellen. Grundsätzlich ist durch die Überführung der partiellen Differentialgleichung in ein ODE-System eine wichtige Voraussetzung zur MKS-Implementierung geschaffen worden. Für die numerische Lösung sind des Weiteren die technische Implementierung des Differentialgleichungssystems sowie die Interaktion des Seiles mit dem Fahrzeug und den Seilscheiben zu klären. Auf diese Punkte wird im nachfolgenden Abschnitt näher eingegangen.

### 2.2.3 Implementierung

Moderne Programme zur Berechnung von Mehrkörpersystemen wie beispielsweise *MSC Adams*, *SIMPACK* oder *Altair MotionView/MotionSolve* ermöglichen nicht nur die kinematische und dynamische Analyse von nahezu beliebigen mechanischen Systemen, sondern bieten auch umfangreiche Möglichkeiten zur benutzerspezifischen Erweiterung der Funktionalität. In der Regel werden diese Erweiterungen als „User-Routinen“ bzw. „User-Functions“ bezeichnet, in welchen beispielsweise spezielle Kraftelemente<sup>28</sup>, Gelenke, Regler, etc. durch den Benutzer programmiert und in die bestehende MKS-Elementbibliothek eingebunden werden können.

Im Rahmen dieser Arbeit erwies es sich bei der Anwendung der Software *SIMPACK* als zweckmäßig, die Bewegungsgleichung des Seiles als benutzerdefiniertes Kraftelement zu implementieren [39]. Dazu muss das Differentialgleichungssystem auf erste Ordnung reduziert werden.

<sup>28</sup> „Kraftelement“ ist ein Oberbegriff für jene Elemente, welche Kräfte und Momente in das Mehrkörpersystem einbringen (z. B. Feder-Dämpfer-Elemente, Reibelemente, Aktoren).

Aus Gleichung (2.55) folgt durch die Substitutionen  $\underline{y}_1 = \underline{u}$  und  $\underline{y}_2 = \underline{\dot{u}}$  die Reduktion auf ein ODE-System erster Ordnung in expliziter Schreibweise:

$$\dot{\underline{y}}_2 = \underline{M}^{-1} \left( \underline{q} - \underline{a}_S - \underline{C} \underline{y}_1 \right), \quad (2.59)$$

$$\dot{\underline{y}}_1 = \underline{y}_2. \quad (2.60)$$

Nachdem die Massenmatrix in diesem Beispiel keine Zeitabhängigkeit aufweist, kann der numerische Aufwand zur Invertierung in Kauf genommen werden, da dieser Schritt nur einmal vor Beginn der Zeitintegration erfolgen muss.

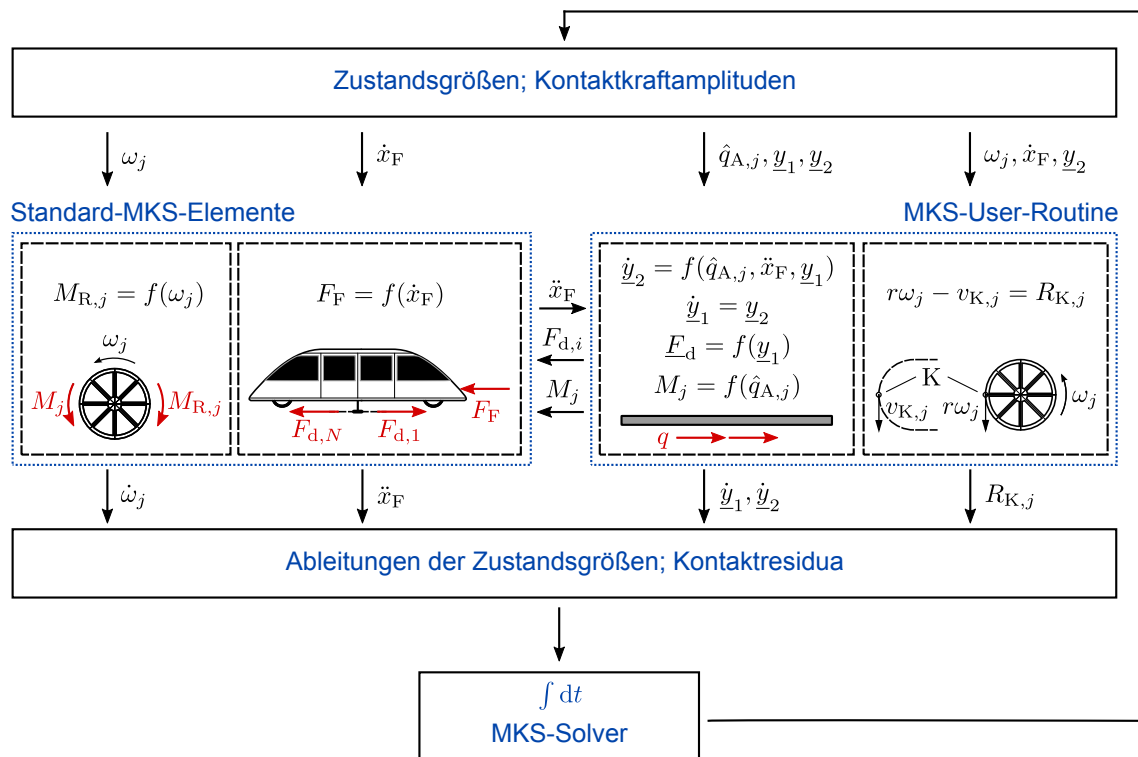


Abb. 2.10: Implementierung des Basismodells in die MKS-Software SIMPACK

Abbildung 2.10 zeigt den Datenfluss zur Berechnung der Dynamik des Gesamtsystems. Wie in der vorangegangenen Herleitung beschrieben, können die Ableitungen der Zustandsvektoren  $\dot{\underline{y}}_1$  und  $\dot{\underline{y}}_2$  auf Basis der Zustandsvektoren  $\underline{y}_1, \underline{y}_2$ , der Fahrzeugbeschleunigung  $\ddot{x}_F$  und der Kontaktkraftamplituden  $\hat{q}_{A,j}$  berechnet werden.

Der Berechnung der Kontaktkraftamplituden  $\hat{q}_{A,j}$  liegt die Annahme zu Grunde, dass der Schlupf zwischen Seil und Seilscheibe vernachlässigbar klein ist. Dies ist insofern gerechtfertigt, als große Relativbewegungen zwischen diesen Kontaktpartnern technisch

im Zuge der Anlagenauslegung nicht zugelassen werden. An der Antriebsscheibe, wo Schlupfphänomene am ehesten eine Relevanz aufweisen, wird durch die Seilbahnnorm eine dementsprechend hohe Sicherheit gegen „Durchgehen“ des Antriebs auf Basis der Euler-Eytelweinschen Seilreibungsgleichung gefordert [31]. Aus diesem Grund wird im Modell eine kinematische Kopplung zwischen Seil und Seilscheibe eingeführt. Es wird für jede Kontaktpaarung  $j$  am Kontaktpunkt  $K$  die folgende algebraische Gleichung angesetzt:

$$r\omega_j - v_{K,j} = R_{K,j}, \quad (2.61)$$

wobei  $r$  der Rollradius und  $\omega_j$  die Winkelgeschwindigkeit der Scheibe sind. Mit  $v_{K,j}$  wird die Seilgeschwindigkeit am Kontaktpunkt bezeichnet. Die Differenz der beiden Terme, welche der Relativgeschwindigkeit zwischen Seil und Seilscheibe entspricht, ergibt das Kontaktresiduum  $R_{K,j}$ . Die Minimierung des Kontaktresiduums erfolgt durch die Variation der Kontaktkräfte durch den MKS-Solver. Folglich ergeben sich die Kontaktkraftamplituden  $\hat{q}_{A,j}$  implizit durch die Forderung nach Schlupffreiheit zwischen Seil und Seilscheibe ( $R_{K,j} \rightarrow 0$ ).

Sowohl die Bewegungsgleichung des Seiles als auch die zuletzt beschriebenen algebraischen Gleichungen für die Seil-Scheiben-Interaktion können in Form einer User-Routine implementiert werden. Die Abbildung der Seilscheiben und des Fahrzeuges kann im Gegensatz dazu mit MKS-Standardelementen erfolgen (Abbildung 2.10). Das aus der Interaktion mit dem Seil resultierende Drehmoment auf die Seilscheiben  $M_j$  ergibt sich gemäß dem Actio-Reactio-Prinzip aus den Kontaktkraftamplituden  $\hat{q}_{A,j}$ .

Die Traktionskraft des Fahrzeuges kann aus den Kräften der Seilrandelemente bestimmt werden. Zur Modellierung des Fahrwiderstandes  $F_F$  des Fahrzeuges bzw. von Reibwiderständen an den Seilscheiben  $M_{R,j}$  können Standardelemente der MKS-Elementbibliothek herangezogen werden.

Ein weiterer wichtiger Punkt in der Implementierung ist die Positionsbestimmung der Lasteinleitungspunkte C, D und des Kontaktpunktes K an den Scheiben in Bezug auf das Referenzsystem (Abbildung 2.11). Häufig wird in mechanischen Modellen die Verschiebung der Lasteinleitungspunkte aufgrund der Verformung des Körpers nicht berücksichtigt, da die Verschiebungen und Verdrehungen bezogen auf die Abmessungen des betrachteten Körpers vernachlässigbar klein sind. Im Falle von seilbetriebenen APM können die Seilverschiebungen in Längsrichtung mehrere Meter betragen und folglich wird in diesem Modell für die Positionsbestimmung der genannten Lasteinleitungs- und Kontaktpunkte die aktuelle Verschiebung in jedem Zeitschritt in Betracht gezogen. In der Mechanik spricht man in diesem Fall von der Berücksichtigung der geometrischen Nichtlinearität.



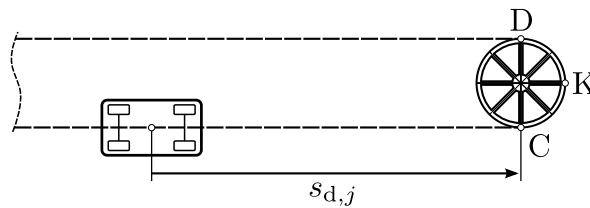


Abb. 2.11: Bestimmung der Elementkoordinate  $x_j$  aus der dynamischen Seilkoordinate  $s_{d,j}$

Exemplarisch soll die Vorgehensweise an einer Seilscheibe für den Beginn der Lasteinleitung dargelegt werden (Punkt C). Die Referenzlänge  $s_j$ , welche in weiterer Folge für die Bestimmung der gesuchten Elementkoordinate  $x_j$  herangezogen wird, soll aus der Länge des dynamischen, verformten Zustandes  $s_{d,j}$  berechnet werden. Die Länge  $s_{d,j}$  ist durch die Fahrzeug- und Scheibenposition eindeutig bestimmt.

Im Algorithmus wird zunächst der Index des Elements  $e_j$  bestimmt, welches zum aktuellen Zeitpunkt über dem betrachteten Lasteinleitungspunkt liegt. Dies erfolgt durch eine eindimensionale Suche, wobei folgende Ungleichung erfüllt werden muss:

$$2h(e_j - 1) + \tilde{u}_{e_j-1} < s_{d,j} < 2he_j + \tilde{u}_{e_j} . \quad (2.62)$$

Die Länge  $s_{d,j}$  setzt sich aus der Referenzlänge  $s_j$  und der Verschiebung an der Stelle  $x_j$  zusammen:

$$s_{d,j} = \underbrace{2h(e_j - 1) + h}_{s_j} + x_j + \tilde{u}(x_j) . \quad (2.63)$$

Mit dem bekannten Elementindex  $e_j$  kann schließlich die zugehörige Elementkoordinate  $x_j$  bestimmt werden, wobei für  $\tilde{u}(x_j)$  die Gleichung (2.27) eingesetzt werden kann:

$$x_j = \frac{s_{d,j} - h(2e_j - 1) - \frac{1}{2}(\tilde{u}_{e_j-1} + \tilde{u}_{e_j})}{1 - \frac{1}{2h}(\tilde{u}_{e_j-1} - \tilde{u}_{e_j})} . \quad (2.64)$$

Die Berechnung für weitere Lasteinleitungs- oder Kontaktpunkte (Punkte D, K) erfolgt analog. Mit diesem Schritt ist die Implementierung des Antriebsstrangmodells in sich geschlossen und es kann die Lösung durch numerische Zeitintegration erfolgen.

In diesem Abschnitt wurde somit anhand eines einfachen Beispiels die Grundidee des Antriebsstrangmodells sowie die Ableitung des zugehörigen mathematischen Modells dargelegt. Darüber hinaus wurden die numerische Lösung und die Implementierung in die kommerzielle MKS-Software *SIMPACK* skizziert.

Die Methodik ermöglicht durch Vorgabe der Winkelgeschwindigkeit bzw. des Drehmoments der Antriebsscheibe die Berechnung der resultierenden Fahrzeugbewegung als Funktion der Zeit. Darüber hinaus liefert das Modell Informationen über die relativen Seilverschiebungen, welche als Basis zur Dehnungsberechnung herangezogen werden können. Über den Seilkraft-Dehnungs-Zusammenhang (2.9) können schließlich aus den Dehnungen die auftretenden Seilkräfte als Funktion der Zeit bestimmt werden.

Es muss dabei erwähnt werden, dass die Lösung des hier vorliegenden Problems nicht zwingend die Anwendung einer MKS-Software erfordert. Durch die Betrachtung des Fahrzeuges als Starrkörper mit nur einem Freiheitsgrad kann das resultierende Gleichungssystem auch mit geringem Aufwand in Mathematikprogramme wie *Matlab* oder direkt als Programmcode in *C* oder *Fortran* implementiert werden. Bei der direkten Implementierung empfiehlt sich die Anwendung von frei verfügbaren Solvern zur Lösung von differential-algebraischen Gleichungen (Differential Algebraic Equations – DAE) [40]. Die Anwendung eines DAE-Solvers gegenüber einem reinen ODE-Solver ist – wie im vorangegangenen Abschnitt beschrieben – aufgrund der kinematischen Kopplung zwischen Seil und Seilscheiben erforderlich, woraus sich neben dem ODE-System (Bewegungsgleichungen des Seiles und der Starrkörper) auch algebraische Gleichungen ergeben.

Die Implementierung und Lösung des gegebenen Beispiels in *SIMPACK* sollte jedoch die grundsätzliche technische Umsetzungsmöglichkeit der Methodik in einem MKS-Programm aufzeigen, da in weiterer Folge das Antriebsstrangmodell mit einem 3D-MKS-Fahrzeugmodell gekoppelt werden soll. Auf diese Erweiterung wird unter anderem im folgenden Abschnitt eingegangen.

### 2.3 Verallgemeinertes Modell

Im vorangegangenen Abschnitt wurde anhand eines einfachen Beispiels die prinzipielle Lösungsmethode für die dynamische Simulation von seilbetriebenen APM skizziert. Für die allgemeine Modellierung und Simulation sind jedoch mehrere Erweiterungen erforderlich.

Wie in der Einleitung bereits erwähnt wurde, verkehren APM-Fahrzeuge auf Fahrwegen, welche aufgrund der baulichen Gegebenheiten am Einsatzort durch eine komplexe Trassierung charakterisiert sind. Die Fahrzeuge durchfahren einerseits Bögen, welche zur Verbesserung des Fahrkomforts in der Regel Übergangsbögen und Überhöhungen aufweisen, und andererseits sind auch Wannen und Kuppen als Verbindungsstücke zwischen unterschiedlichen Rampen vorhanden. Die Seilrollen werden dabei in der Regel so angeordnet, dass das Seil bei Überfahrt der Fahrzeuge abgehoben wird. Dies verhindert die Kollision der Klemme bzw. der Seilendverbindungen mit den Seilrollen. Somit entsteht

eine schräge Anlenkung der Fahrwerke durch das Seil und die Seilkräfte beeinflussen die Lateral- bzw. Vertikaldynamik der Fahrzeuge (Abbildung 2.12).

In erster Linie ergeben sich dadurch Rückwirkungen auf die Betriebslasten im Fahrzeug, es kann unter Umständen aber auch die Fahrdynamik maßgeblich beeinflusst werden. Durch diese beiden Aspekte rückt die Abbildung der Interaktion eines 3D-Fahrzeugmodells mit dem entwickelten Antriebsstrangmodell in den Fokus.

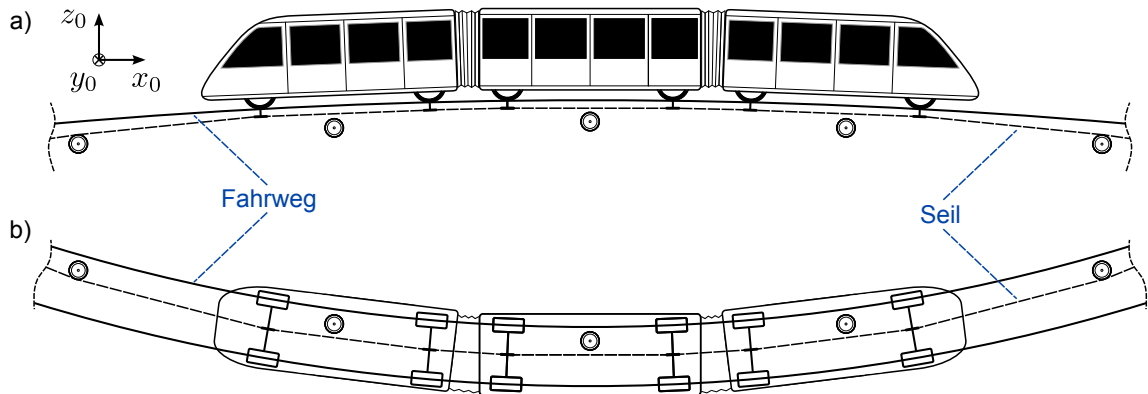


Abb. 2.12: Anlenkung der Fahrwerke durch das Seil bei a) Überfahrt einer Kuppe und b) Durchfahren eines Bogens

Neben der dreidimensionalen Fahrzeugbewegung ist auch die Bewegung der Spanneinrichtung zu berücksichtigen. Die Spanneinrichtung stellt je nach konstruktiver Ausführung ein mehr oder weniger lokales schwingfähiges System dar und hat einen wesentlichen Einfluss auf die Seilkräfte sowie in der Folge auf die gesamte Systemdynamik. Darüber hinaus soll das Simulationsmodell auch Aussagen über die auftretenden Maximalwege der Spanneinrichtung liefern, da diese die Stationsgröße maßgeblich mitbestimmen.

Die letzte Erweiterung umfasst die Modellierung der Seilrollen, welche aufgrund ihres Rollwiderstandes den maßgebenden dissipativen Faktor im System darstellen. Vor allem bei längeren Anlagen liefern die Seilrollen auch einen relevanten Beitrag zur Gesamttragfähigkeit des Systems.

Zusammenfassend kann daher gesagt werden, dass das Basismodell aus Abschnitt 2.2 in Bezug auf die dreidimensionale Fahrzeugbewegung sowie bezüglich der Interaktion mit der Spanneinrichtung und den Seilrollen erweitert werden soll. Auf die ersten beiden Punkte wird im nachfolgenden Abschnitt eingegangen. In den darauffolgenden Abschnitten werden die Modellierung der Seilrollen, das resultierende Gleichungssystem sowie dessen Implementierung erläutert.

### 2.3.1 Dreidimensionale Fahrzeugbewegung und Interaktion mit der Spanneinrichtung

Im vorliegenden Beispiel wird von einem mehrteiligen Zug ausgegangen, der durch ein beliebiges Mehrkörpersystem modelliert ist. Folglich haben die Fahrwerke im Allgemeinen sechs Freiheitsgrade im Raum und können – soweit es die tragenden und spurführenden Elemente (z. B. Räder und Spurführungsrollen) zulassen – beliebige Translationen und Rotationen durchführen. Es wird vorausgesetzt, dass die Seilschleife an den Punkten A und B mechanisch fix mit dem vor- bzw. nachlaufenden Fahrwerk des Front- bzw. Endwagens verbunden ist (Abbildung 2.13).

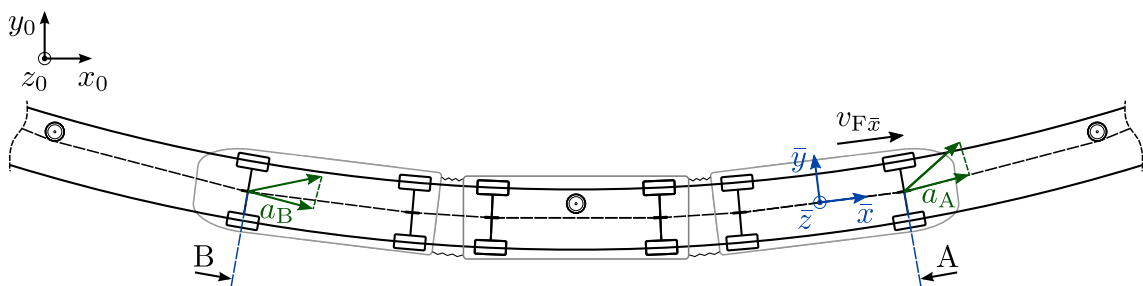


Abb. 2.13: Berücksichtigung eines mehrteiligen Zuges und der dreidimensionalen Fahrzeugbewegung im Antriebsstrangmodell – Projektion der Klemmenbeschleunigung auf die Seilachse

Analog zum Basismodell wird das Seil an den Punkten A, B gedanklich freigeschnitten und die eindimensionale Betrachtungsweise konsequent fortgesetzt. Folglich werden die Beschleunigungen und Geschwindigkeiten der Koppelpunkte A und B, welche die Randbedingungen für das Seilmodell vorgeben, auf die Seilachse projiziert. Die Seilachse ist durch die direkte Verbindung zwischen dem betrachteten Koppelpunkt und der nächsten mit dem Seil in Kontakt stehenden Seilrolle definiert.

Im Falle einer gespleißten Seilschleife und der Verbindung der Fahrwerke über mehrere Klemmen an das Seil werden durch diesen Ansatz die kurzen Seilstücke zwischen den Koppelpunkten B und A unterhalb des Zuges einer dynamischen Betrachtung entzogen. Die relevanten mechanischen Eigenschaften dieser Seilstücke können jedoch im Rahmen der Erstellung des Zugmodells berücksichtigt werden, indem beispielsweise die Klemmen durch parallele Feder-Dämpfer-Elemente verbunden werden.

Es wird in weiterer Folge nur der längere Teil der Seilschleife zwischen den Koppelpunkten A und B betrachtet. Die Berücksichtigung der dreidimensionalen Fahrzeugbewegung beeinflusst die Randbedingungen des Seilmodells, worauf nachfolgend im Detail eingegangen wird.

Wie bereits im Rahmen der Herleitung des Basismodells erwähnt wurde, ergibt sich die Absolutbeschleunigung des Seiles aus der Superposition von zwei Anteilen. Der erste Anteil ist die Systembeschleunigung, welche aus einer dehnstarrten Betrachtungsweise des Seiles resultiert. Der zweite Anteil folgt aus der Relativbewegung infolge der Seilelastizität. In Analogie zum Basismodell und ohne Beschränkung der Allgemeinheit wird die relative Seilverschiebung am Koppelpunkt A zu Null gesetzt ( $\tilde{u}_0 = 0$ ). Daraus folgt, dass die Systembeschleunigung  $a_S$  bei  $s = 0$  der projizierten Beschleunigung  $a_A$  entspricht:

$$a_S(s = 0, t) = a_A(t) \quad \forall t \in (0, t_E). \quad (2.65)$$

Neben der Berechnung der Systembeschleunigung am linken Schnittpunkt des Seiles stellt sich die Frage, inwieweit die Bewegung der Spanneinrichtung Einfluss auf den Verlauf dieser Größe hat. Dazu soll exemplarisch die Situation gemäß Abbildung 2.14 analysiert werden, in der eine Spanneinrichtung mit einem frei hängendem Gewicht auf die Seilschleife wirkt<sup>29</sup>.

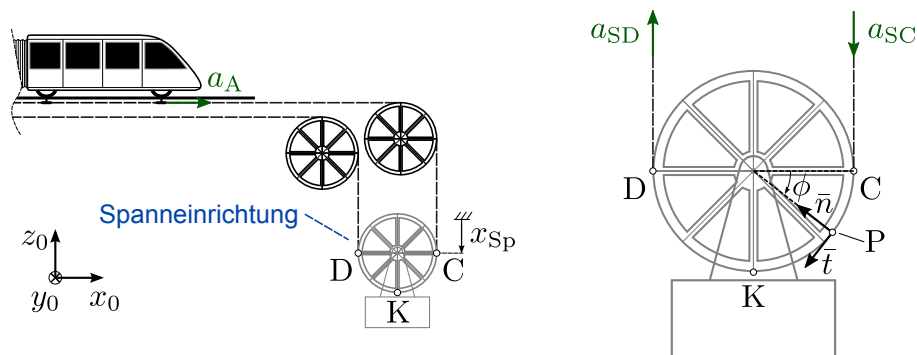


Abb. 2.14: Spanneinrichtung mit frei hängendem Gewicht und 180°-Umschlingungswinkel

Aufgrund der dehnstarrten Betrachtungsweise des Seiles entspricht die Systembeschleunigung am Einlaufpunkt C der betrachteten Seilscheibe der projizierten Beschleunigung am Koppelpunkt A (Abbildung 2.14):

$$a_{SC} = a_A. \quad (2.66)$$

Die Systembeschleunigung am Auslaufpunkt D kann unter Berücksichtigung der Beschleunigung der Spanneinrichtung  $\ddot{x}_{Sp}$  bestimmt werden:

$$a_{SD} = a_{SC} - 2\ddot{x}_{Sp} = a_A - 2\ddot{x}_{Sp}. \quad (2.67)$$

<sup>29</sup> Es wird in dieser Herleitung von einem Umschlingungswinkel von 180° an der gespannten Umlenkscheibe ausgegangen. Dabei ist es unerheblich, in welchem Bereich der Seilschleife (Antriebsstation, Gegenstation) sich die Spanneinrichtung befindet. Sollte in Spezialfällen der Umschlingungswinkel von den 180° abweichen, so ergeben sich geänderte Randbedingungen für das Seilmodell.

Durch Anwendung der Zusammenhänge der Relativkinematik lässt sich der Verlauf für die Systembeschleunigung zwischen Ein- und Auslaufpunkt der Seilscheibe ermitteln. Es wird dazu ein lokales  $\bar{t}, \bar{n}$ -Koordinatensystem eingeführt (Abbildung 2.14). Der Vektor der Absolutbeschleunigung  $\mathbf{a}_P$  des Seilpunktes P setzt sich aus den Vektoren der Führungsbeschleunigung  $\mathbf{a}_{FP}$  (Beschleunigung der Spanneinrichtung) und der Relativbeschleunigung in Bezug auf die Spanneinrichtung  $\mathbf{a}_{RP}$  zusammen:

$$\mathbf{a}_P = \mathbf{a}_{FP} + \mathbf{a}_{RP} . \quad (2.68)$$

Die Führungsbeschleunigung ist in Richtung  $z_0$  ausgerichtet und kann wie folgt angegeben werden:

$$\mathbf{a}_{FP} = -\ddot{x}_{Sp} \mathbf{e}_z . \quad (2.69)$$

Der Betrag und Richtungssinn der Relativbeschleunigung ist zunächst unbekannt. Für das Seilmodell ist nur die Bewegung in Richtung der Seilachse, d. h. in Tangentialrichtung des lokalen Koordinatensystems, relevant. Für den Einlaufpunkt gilt in tangentialer Richtung:

$$a_{SC} = \ddot{x}_{Sp} \cos(\phi) + a_{RP\bar{t}} . \quad (2.70)$$

Unter Berücksichtigung von Zusammenhang (2.66) und  $\phi = 0$  am Einlaufpunkt kann nach Umstellen der Gleichung folgender Betrag für die Relativbeschleunigung in tangentialer Richtung angegeben werden:

$$a_{RP\bar{t}} = a_A - \ddot{x}_{Sp} . \quad (2.71)$$

Die analoge Vorgehensweise für den Auslaufpunkt ergibt:

$$a_{SD} = \ddot{x}_{Sp} \cos(\phi) + a_{RP\bar{t}} . \quad (2.72)$$

Durch Einsetzen von Gleichung (2.67) und  $\phi = \pi$  am Auslaufpunkt folgt wiederum Gleichung (2.71) für die Relativbeschleunigung in tangentialer Richtung. Dies deutet darauf hin, dass der Betrag der Relativbeschleunigung in tangentialer Richtung über den Bogen der Scheibe konstant ist. Nachdem das Seil in diesem Fall als dehnstarr betrachtet wird, muss dieser Zusammenhang de facto gelten. Diese Schlussfolgerung lässt die Aufstellung folgender Gleichung für die Systembeschleunigung über den Bogen zu:

$$a_S(\phi) = a_A + \ddot{x}_{Sp} [\cos(\phi) - 1] . \quad (2.73)$$

Abbildung 2.15 zeigt den qualitativen Verlauf des Verhältnis  $a_S/a_A$  über die normierte Seillänge  $s/L$ , wobei  $L$  die Länge der Seilschleife zwischen den Koppelpunkten A und B im Referenzzustand ist. Der exakte Verlauf im Bereich der gespannten Scheibe kann gemäß Gleichung (2.73) durch die Beschleunigung  $a_A$  und die Spanneinrichtungsbeschleunigung  $\ddot{x}_{Sp}$  bestimmt werden. Letztere kann die Größenordnung der Beschleunigung  $a_A$  annehmen, wobei zur Veranschaulichung in diesem Beispiel  $\ddot{x}_{Sp} = 0.25 a_A$  gewählt wurde. Die Position des Kontaktpunktes K wurde beispielhaft mit  $s/L = 0.25$  gesetzt. Das Verhältnis der Kontaktlänge  $L_K$  zwischen den Punkten C und D und der Seillänge  $L$  wurde einer kurzen Anlage entsprechend mit 0.005 angenommen (siehe auch Abbildung 2.14).

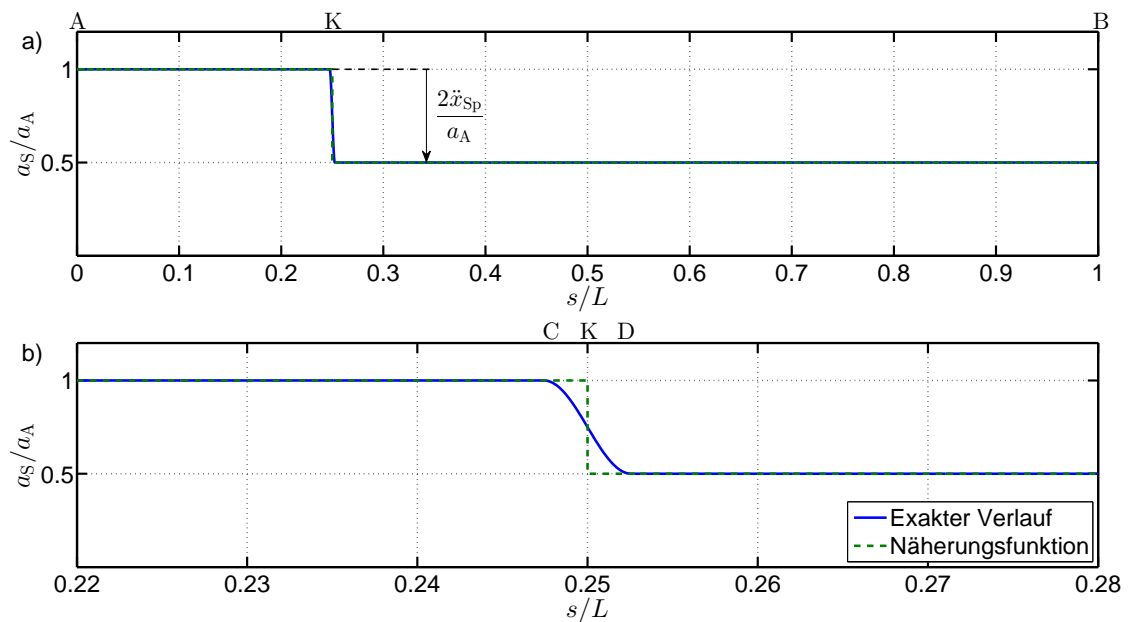


Abb. 2.15: Qualitative Darstellung der normierten Systembeschleunigung  $a_S/a_A$  über die normierte Seillänge  $s/L$ :  
 a) Verlauf über die gesamte Seillänge  $L$  und  
 b) Verlauf im Bereich der Spanneinrichtung

Im Zuge der Implementierung wurde für den Verlauf der Systembeschleunigung eine Näherungsfunktion herangezogen. Diese Vorgehensweise erfolgt aus der gleichen Argumentation heraus wie bei der qualitativen Lasteinleitung in das Seil im Bereich der Seilscheiben (Abbildung 2.9). Die Näherungsfunktion stellt zwar lokal gesehen eine grobe Nachbildung dar (Abbildung 2.15 b)), bezogen auf die Gesamtseillänge  $L$  ergeben sich aber nur geringe Unterschiede im Vergleich zum exakten Verlauf (Abbildung 2.15 a)). Durch diese Vorgehensweise ergibt sich eine einfache Integration der Systembeschleunigung über die Elementkoordinate  $x$ .

Für jene Elemente, welche sich vollständig vor dem Kontaktpunkt  $K$  befinden, gilt:

$$\int_{-h}^h a_S \Phi_I dx = \int_{-h}^h a_S \Phi_{II} dx = a_A h = A_I^{A-C} = A_{II}^{A-C}. \quad (2.74)$$

Analog folgt für die Elemente, welche sich nach dem Kontaktpunkt  $K$  befinden:

$$\int_{-h}^h a_S \Phi_I dx = \int_{-h}^h a_S \Phi_{II} dx = (a_A - 2\ddot{x}_{Sp}) h = A_I^{D-B} = A_{II}^{D-B}. \quad (2.75)$$

Für das Element, in dem sich der Kontaktpunkt  $K$  befindet, gilt für die Systembeschleunigung gemäß der Näherungsfunktion:

$$a_S(x) = a_A - 2\ddot{x}_{Sp}\Theta(x - x_K). \quad (2.76)$$

Nach Multiplikation mit den Wichtungsteilfunktionen und Integration folgt schließlich für dieses Element:

$$\int_{-h}^h a_S \Phi_I dx = a_A h - \frac{\ddot{x}_{Sp}}{2h} (h - x_K)^2 = A_I^K, \quad (2.77)$$

$$\int_{-h}^h a_S \Phi_{II} dx = a_A h - \frac{\ddot{x}_{Sp}}{2h} (3h^2 - 2x_K h - x_K^2) = A_{II}^K. \quad (2.78)$$

Wie in diesem Abschnitt gezeigt wurde, hat die Kopplung an die 3D-Fahrzeugmodelle und an die Spanneinrichtung Auswirkungen auf die Randbedingungen und die Systembeschleunigung des Seilmodells. Im nächsten Schritt soll geklärt werden, wie die Modellierung der Seilrollen erfolgen kann.

### 2.3.2 Rolleninteraktion

Die Interaktion zwischen den seilführenden Elementen und dem Seil kann durch verschiedene Methoden dargestellt werden. Ein einfacher Ansatz wurde bereits in Abschnitt 2.2.3 erläutert, bei dem die Seilscheiben als Starrkörper mit einem rotatorischen Freiheitsgrad modelliert wurden. Schlupfphänomene wurden dabei durch eine kinematische Zwangsbedingung auf Geschwindigkeitsebene vernachlässigt. Diese Methode hat den Vorteil, dass die Massenmatrix des Seilmodells zeitunabhängig bleibt und die Interaktion mit den seilführenden Elementen nur Auswirkungen auf den Lastvektor  $\underline{q}$  hat.



Grundsätzlich wäre diese Vorgehensweise auch für die Abbildung der Seilrollen möglich. Seilbetriebene APM weisen im Allgemeinen jedoch mehrere hundert Seilrollen auf, deren Abbildung als einzelne Starrkörper mit je einer algebraischen Zwangsbedingung den MKS-Solver an seine Grenzen führt. Aus diesem Grund musste eine numerisch effizientere Variante gefunden werden, welche nachfolgend beschrieben wird.

Der Ablenkwinkel  $\alpha$  des Seiles im Bereich der Seilrollen ist bei seilbetriebenen APM auf maximal  $4^\circ$  begrenzt. In guter Näherung kann daher der Kontaktbogen auf einen Kontaktpunkt reduziert werden (Abbildung 2.16 a)). Als Interaktionsgröße wird die Tangentialkraft  $F_T$  auf das Seilelement aufgebracht, welche sich aus dem Rollwiderstand  $F_R$  und einem Trägheitsterm zusammensetzt (Abbildung 2.16 b)):

$$F_T = F_R + \frac{I_D}{r^2} a_K. \quad (2.79)$$

In Gleichung (2.79) bezeichnet  $I_D$  das Trägheitsmoment der Seilrolle um die Drehachse und  $a_K$  ist die Seilbeschleunigung am Kontaktpunkt K.

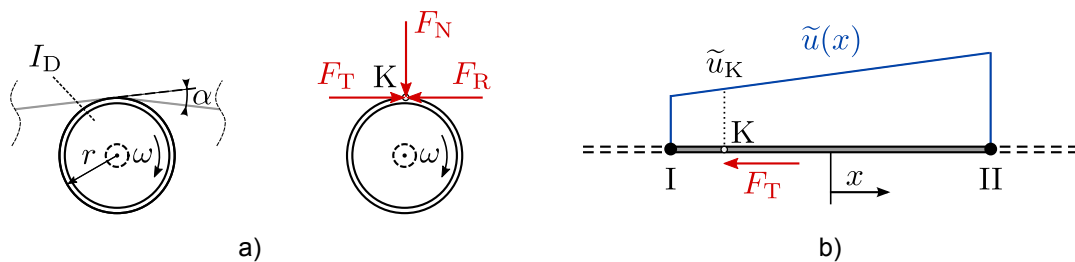


Abb. 2.16: Modellierung der Rolleninteraktion:  
a) Reduktion des Kontaktbogens auf einen Punkt und  
b) Lastaufbringung auf das Element

Wie bereits in Abschnitt 2.1.4 beschrieben wurde, resultiert der Rollwiderstand der Seilrollen aus verschiedenen physikalischen Mechanismen. Eine exakte physikalische Modellierung dieser Phänomene erscheint aufgrund der hohen Komplexität und dem daraus resultierenden numerischen Aufwand nicht zielführend. Stattdessen wird in dieser Arbeit analog zur Modellierung des Rollwiderstandes zwischen Reifen und Straße eine empirisch-mathematische Funktion für den Rollwiderstand eingeführt, welche aus Messungen abgeleitet werden kann [7].

Aufgrund der sehr geringen Längsschlüpfе kann wiederum die kinematische Kopplung  $v_K = r\omega$  angenommen werden, d. h. die Seilgeschwindigkeit am Kontaktpunkt entspricht der Umfangsgeschwindigkeit der Seilrolle. Der Rollwiderstand wird als eine bereichsweise lineare Funktion der Seilgeschwindigkeit angesetzt, woraus die idealisierte Rollwiderstandsfunktion in Abbildung 2.17 resultiert. D. h. es ist eine gewisse Kraft  $F_{R0}$  erforderlich,

um die Rolle in Bewegung zu versetzen. Bei höheren Geschwindigkeiten nimmt die Widerstandskraft mit der Steigung  $k_R$  linear zu.

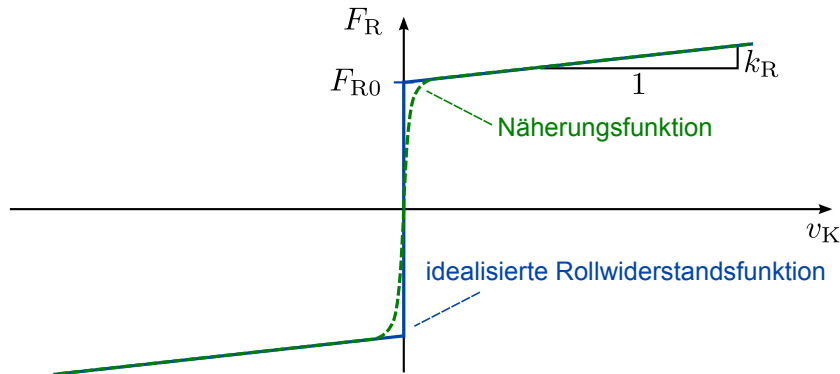


Abb. 2.17: Idealisierte Funktion und Näherungsfunktion für die Modellierung des Rollwiderstandes der Seilrollen

Grundsätzlich kann der diskontinuierliche Übergang im Bereich  $v_K \approx 0$  mit einer so genannten Stick-Slip-Charakteristik abgebildet werden. Dabei wird bei Stillstand der Seilrolle ein Feder-Dämpfer-Kraftgesetz angewandt. Überschreitet die Kraft im Feder-Dämpfer die Nominalkraft  $F_{R0}$ , so wird auf die lineare Widerstandsfunktion umgeschaltet (Rotation der Rolle). Umgekehrt wird bei Unterschreiten einer gewissen Geschwindigkeit vom Rotations- auf das Haftgesetz gewechselt. Allerdings ist bei dieser Modellierungstechnik zum Zeitpunkt des Umschaltens der Kraftgesetze ein Anhalten der Zeitintegration erforderlich, was bei der hohen Anzahl an Seilrollen eine wesentliche Erhöhung der Rechenzeit zur Folge hat. Aus diesem Grund wird eine Näherungsfunktion in Anlehnung an [15] mit einem stetigen Übergang bei  $v_K \approx 0$  eingeführt:

$$F_R(v_K) = F_N f_R \left[ \frac{2}{\pi} \arctan(f_1 v_K) + f_2 v_K \right]. \quad (2.80)$$

Die Faktoren  $f_1$  und  $f_2$  bestimmen die Form der Näherungsfunktion. Während  $f_1$  die Steigung im Bereich des Nulldurchgangs definiert und auf Basis numerischer Gesichtspunkte gewählt werden muss, kann  $f_2$  durch ein Experiment wie folgt bestimmt werden:

$$f_2 = \frac{k_R}{F_{R0}}. \quad (2.81)$$

Dabei sind  $k_R$  und  $F_{R0}$  die Parameter der idealisierten Rollwiderstandsfunktion gemäß Abbildung 2.17.

In ähnlicher Weise wird der Rollwiderstandsbeiwert  $f_R$  bestimmt:

$$f_R = \frac{F_{R0}}{F_{N0}}, \quad (2.82)$$

wobei  $F_{N0}$  die nominale Normalkraft auf die Seilrolle im Experiment ist.

Im Modell wird darüber hinaus gemäß Gleichung (2.80) von einer linearen Abhängigkeit des Rollwiderstandes von der Normalkraft  $F_N$  ausgegangen. Die Normalkraft ergibt sich aus dem Seilablenkwinkel und den Seilkräften an der Rolle, wodurch die Rollwiderstandsfunktion vollständig bestimmt ist.

Neben dem Rollwiderstand geht ein Trägheitsterm in die Kontaktkraft  $F_T$  ein. Dabei folgt die Multiplikation der effektiven Masse<sup>30</sup>  $I_D/r^2$  mit der Seilbeschleunigung  $a_K$  in Gleichung (2.79) wiederum aus der Annahme einer kinematischen Kopplung zwischen Seil und Seilrolle ( $a_K = r\dot{\omega}$ ).

Die Seilbeschleunigung am Kontaktpunkt  $a_K$  setzt sich aus der Systembeschleunigung und der zweiten zeitlichen Ableitung der Seilverschiebung (Relativbeschleunigung) zusammen:

$$a_K = a_{SK} + \ddot{u}_K. \quad (2.83)$$

Wird dieser Zusammenhang in Gleichung (2.79) eingesetzt, so ergibt sich:

$$F_T = F_R + m_{\text{eff}} a_{SK} + m_{\text{eff}} \ddot{u}_K, \quad (2.84)$$

wobei für die effektive Rollenmasse der Zusammenhang  $m_{\text{eff}} = I_D/r^2$  gilt.

Im Gegensatz zur Lastaufbringung im Bereich der Scheiben werden hier keine linienverteilten Kräfte sondern eine Punktlast angesetzt. Dies wird durch die Multiplikation des Quotienten  $-F_T/\lambda$  mit der Dirac-Funktion  $\delta$  bewerkstelligt (Abbildung 2.18):

$$\hat{q}(x) = \frac{-F_T}{\lambda} \delta(x - x_K). \quad (2.85)$$

Das negative Vorzeichen im Quotienten ergibt sich aus dem Umstand, dass die Kontaktkraft bei positiver Seilgeschwindigkeit und -beschleunigung entgegen der positiven Richtung der äußeren Kräfte wirkt (Abbildung 2.5, Abbildung 2.16 b)).

<sup>30</sup> Die hier angewandte energieäquivalente Umrechnung der Massenträgheitsmomente der rotierenden Komponenten in eine effektive Masse ist eine gängige Vorgehensweise in der Längsdynamikberechnung von Straßenfahrzeugen [28].

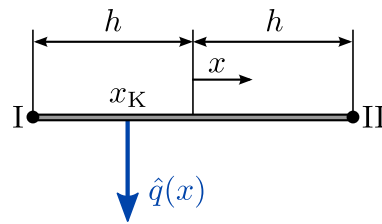


Abb. 2.18: Lastaufbringung auf das Seilelement im Zuge der Rolleninteraktion

Die Integration nach Multiplikation mit den Wichtungsteilfunktionen liefert in diesem Fall:

$$\int_{-h}^h \hat{q} \Phi_I dx = \frac{-F_T}{2\lambda} \left(1 - \frac{x_K}{h}\right), \quad (2.86)$$

$$\int_{-h}^h \hat{q} \Phi_{II} dx = \frac{-F_T}{2\lambda} \left(1 + \frac{x_K}{h}\right). \quad (2.87)$$

Die Ergebnisse der Integration in (2.86) und (2.87) können nicht direkt in den Lastvektor  $\underline{q}$  eingearbeitet werden, da die zweite zeitliche Ableitung der Seilverschiebung  $\ddot{u}_K$  zunächst noch unbekannt ist. Daher liefern nur die ersten beiden Terme aus Gleichung (2.84) zusätzliche Beiträge zum Lastvektor:

$$Q_I = -(F_R + m_{\text{eff}} a_{\text{SK}}) \frac{1}{2\lambda} \left(1 - \frac{x_K}{h}\right), \quad (2.88)$$

$$Q_{II} = -(F_R + m_{\text{eff}} a_{\text{SK}}) \frac{1}{2\lambda} \left(1 + \frac{x_K}{h}\right). \quad (2.89)$$

Die Anteile aus dem dritten Term werden in die Massenmatrix eingearbeitet. Die detaillierte Vorgehensweise hierzu wird im nachfolgenden Abschnitt beschrieben.

### 2.3.3 Resultierendes Gleichungssystem

Die Herleitungen im vorangegangenen Abschnitt haben gezeigt, dass die Erweiterungen des Seilmodells Einfluss auf die Randbedingungen und auf den Verlauf der Systembeschleunigung haben. Die Interaktion mit den Seilrollen ergibt darüber hinaus zusätzliche Einträge im Lastvektor und in der Massenmatrix. Im Folgenden wird das daraus resultierende ODE-Gleichungssystem angegeben. Es soll dabei im Gegensatz zum Basismodell die Energiedissipation im Seilinneren berücksichtigt werden, da einige Integrortypen, welche in MKS-Softwarepaketen eingesetzt werden, auf ungedämpfte Systeme mit starker Schrittweitenreduktion im Zuge der Zeitintegration reagieren.

Dazu muss angemerkt werden, dass die dissipativen Mechanismen im Seilinneren einen weitaus komplexeren Zusammenhang aufweisen, als an dieser Stelle modelliert. Neben den in modernen Seilkonstruktionen verbauten Kunststoffen, welche durch eine viskose Dämpfung charakterisiert werden können, spielen noch Reibungseffekte zwischen den Litzen und den Zwischenlagen bzw. den Litzen und der Seileinlage eine Rolle. Es ist daher anzunehmen, dass die Energiedissipation im Seilinneren eine Mischung aus Coulombscher Reibung und viskoser Dämpfung ist. Darüber hinaus sind die dissipativen Eigenschaften des Seiles von der Seilkraft abhängig [34].

Für geringe Schwinggeschwindigkeiten liefert jedoch ein viskoser Ansatz, bei welchem die Dämpfungskraft der ersten zeitlichen Ableitung der Seilverschiebung proportional ist, gute Übereinstimmung mit Versuchen [41]. Folglich wird der Seilkraft-Dehnungs-Zusammenhang des Basismodells (2.9) um einen viskosen Term erweitert:

$$F_d = F + E_S A_m (\epsilon + \tau \dot{\epsilon}) . \quad (2.90)$$

Dieser Zusammenhang entspricht einem Kelvin-Voigt-Körper. Die dynamische Seilkraft ergibt sich somit aus der Summe aus Grundspannkraft, einem linear-elastischen und einem viskosen Anteil. Der Faktor  $\tau$  hat die Dimension einer Zeit und wird als Retardationszeit bezeichnet [35].

Die Dehnrate  $\dot{\epsilon}$  ist dabei definiert durch:

$$\dot{\epsilon} = \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial u}{\partial s} \right) . \quad (2.91)$$

In analoger Weise wie in Abschnitt 2.2.1 kann auf Basis des erweiterten Kraftgesetzes (2.90) die Bewegungsgleichung des Seiles abgeleitet werden:

$$\frac{\partial^2 u(s, t)}{\partial t^2} = \frac{1}{\lambda} \left\{ E_S A_m \left[ \frac{\partial^2 u(s, t)}{\partial s^2} + \tau \frac{\partial}{\partial s} \left( \frac{\partial^2 u(s, t)}{\partial s \partial t} \right) \right] + q(s, t) \right\} - a_S(s, t) . \quad (2.92)$$

Die Transformation der partiellen Differentialgleichung in ein ODE-System erfolgt wiederum in Analogie zu Abschnitt 2.2.2, wobei sich folgende Gleichung ergibt:

$$\underbrace{(\underline{M} + \underline{M}_S)}_{\underline{M}_r(t)} \ddot{\underline{u}} + \underline{D} \dot{\underline{u}} + \underline{C} \underline{u} = \underline{q} - \underline{a}_S - \underline{r} . \quad (2.93)$$

Es soll zunächst die linke Seite der Gleichung (2.93) betrachtet werden. Die Matrizen  $\underline{M}$  und  $\underline{C}$  entsprechen dem Ergebnis des Basismodells (2.56). Die Matrix  $\underline{M}_S$  beinhaltet die durch die Rolleninteraktion zusätzlich berücksichtigten Massen.

Steht beispielsweise eine Rolle im dritten Element mit dem Seil in Kontakt, dann ergeben sich die Einträge  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  und  $\beta_3$  in der zweiten und dritten Zeile der Matrix:

$$\underline{M}_S = \begin{pmatrix} \ddots & \ddots & 0 & \cdots & 0 \\ \ddots & \beta_1 & \beta_3 & & \\ 0 & \beta_3 & \beta_2 & \ddots & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \ddots & 0 \\ & & & \ddots & \ddots \\ 0 & \cdots & 0 & \ddots & \ddots \end{pmatrix}. \quad (2.94)$$

Die Einträge resultieren aus dem letzten Term der Gleichung (2.84) und können wie folgt berechnet werden:

$$\beta_1 = \frac{\Phi_{IK}^2 m_{\text{eff}}}{\lambda h}, \quad (2.95)$$

$$\beta_2 = \frac{\Phi_{IIK}^2 m_{\text{eff}}}{\lambda h}, \quad (2.96)$$

$$\beta_3 = \frac{\Phi_{IK} \Phi_{IIK} m_{\text{eff}}}{\lambda h}, \quad (2.97)$$

mit den Werten der Formfunktionen  $\Phi_{IK}$  und  $\Phi_{IIK}$  an der Stelle  $x_K$  des Kontaktpunktes:

$$\Phi_{IK} = \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{x_K}{h} \right), \quad (2.98)$$

$$\Phi_{IIK} = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{x_K}{h} \right). \quad (2.99)$$

Die Matrix  $\underline{M}_S$  ist banddiagonal und zeitabhängig, da sich das Seil mit der Zeit relativ zu den Rollen bewegt. Die Summe der Basismatrix  $\underline{M}$  und der Matrix  $\underline{M}_S$  ergibt folglich die banddiagonale und zeitabhängige Matrix  $\underline{M}_r$ .

Die Dämpfungsmatrix  $\underline{D}$  weist die gleiche Struktur wie die Steifigkeitsmatrix auf. Es ergibt sich lediglich ein geänderter Vorfaktor:

$$\underline{D} = \frac{\kappa}{2h^2} \begin{pmatrix} 2 & -1 & 0 & \cdots & 0 \\ -1 & 2 & -1 & & \\ 0 & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \ddots & 0 \\ & & & -1 & 2 & -1 \\ 0 & \cdots & 0 & -1 & 2 \end{pmatrix}. \quad (2.100)$$

Der darin enthaltene Dämpfungsfaktor  $\kappa$  ist definiert mit:

$$\kappa = \frac{E_S A_m \tau}{\lambda}. \quad (2.101)$$

Auf der rechten Seite der Gleichung (2.93) beinhaltet der Lastvektor  $\underline{q}$  nun neben den Scheibeninteraktionskräften zusätzliche Einträge durch die Rolleninteraktion gemäß den Gleichungen (2.88) und (2.89); der Vektor der Systembeschleunigungen  $\underline{a}_S$  ergibt sich durch die Gleichungen (2.74), (2.75), (2.77) und (2.78):

$$\underline{q} = \frac{1}{h} \begin{pmatrix} Q_{II,1} + Q_{I,2} \\ Q_{II,2} + Q_{I,3} \\ \vdots \\ Q_{II,(N-1)} + Q_{I,N} \end{pmatrix}, \quad \underline{a}_S = \frac{1}{h} \begin{pmatrix} A_{II,1} + A_{I,2} \\ A_{II,2} + A_{I,3} \\ \vdots \\ A_{II,(N-1)} + A_{I,N} \end{pmatrix}. \quad (2.102)$$

Der Vektor  $\underline{r}$  resultiert aus den Randbedingungen an den Koppelpunkten A und B. Am Koppelpunkt A wurden die Seilverschiebung und deren Ableitungen null gesetzt, wodurch die erste Zeile des Vektors den Eintrag Null enthält. Am Koppelpunkt B ergibt sich die Seilverschiebung aufgrund der Kompatibilitätsbedingung am Seilende. Daraus folgt die folgende Struktur für den Vektor  $\underline{r}$ :

$$\underline{r} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ \frac{1}{3}\ddot{u}_N - \frac{\kappa}{2h^2}\dot{u}_N - \frac{c^2}{2h^2}\tilde{u}_N \end{pmatrix}. \quad (2.103)$$

Die Verschiebung des Endknotens  $\tilde{N}$  ist durch die Differenz der dynamischen Seillänge  $L_d$  und der Seillänge im Referenzzustand  $L$  gegeben:

$$\tilde{u}_N = L_d - L. \quad (2.104)$$

Die erste zeitliche Ableitung der Endknotenverschiebung ist die Differenz der projizierten Geschwindigkeit am Koppelpunkt B und der Systemgeschwindigkeit am Seilende:

$$\dot{\tilde{u}}_N = v_B - v_S(L), \quad (2.105)$$

wobei sich die Systemgeschwindigkeit am Seilende durch die projizierte Geschwindigkeit am Koppelpunkt A und durch die Geschwindigkeit der Spanneinrichtung ergibt:

$$v_S(L) = v_A - 2\dot{x}_{Sp}. \quad (2.106)$$

Daraus folgt für die erste Ableitung der Endknotenverschiebung:

$$\dot{\tilde{u}}_N = v_B - v_A + 2\dot{x}_{Sp}. \quad (2.107)$$

In analoger Weise ergibt sich die die zweite zeitliche Ableitung der Endknotenverschiebung:

$$\ddot{\tilde{u}}_N = a_B - a_A + 2\ddot{x}_{Sp} \quad (2.108)$$

Somit sind der Randbedingungsvektor  $\underline{r}$  und damit das ODE-Gleichungssystem (2.93) vollständig bestimmt und die Implementierung kann in ähnlicher Weise wie in Abschnitt 2.2.3 erfolgen, worauf im folgenden Abschnitt näher eingegangen wird.

### 2.3.4 Implementierung

Die Implementierung des Antriebsstrangmodells erfolgt unter Anwendung der Substitutionen  $\underline{y}_1 = \underline{u}$  und  $\underline{y}_2 = \dot{\underline{u}}$ , wodurch das ODE-System auf erste Ordnung reduziert wird:

$$\underline{M}_r \dot{\underline{y}}_2 = \underbrace{\underline{q} - \underline{a}_S - \underline{r} - \underline{D} \underline{y}_2 - \underline{C} \underline{y}_1}_{\underline{b}}, \quad (2.109)$$

$$\dot{\underline{y}}_1 = \underline{y}_2. \quad (2.110)$$



Im Gegensatz zum Basismodell erfolgt hier keine Invertierung der Massenmatrix, da diese im vorliegenden Fall zeitabhängig ist und die aufwendige Operation einer Invertierung daher in jedem Zeitschritt erforderlich wäre. Eine effizientere Variante ist die Lösung des linearen Gleichungssystems  $\underline{M}_r \dot{y}_2 = \underline{b}$  in Bezug auf den unbekanntem Vektor  $\dot{y}_2$ . Die resultierende Massenmatrix  $\underline{M}_r$  ist banddiagonal, wodurch effiziente Methoden wie beispielsweise der *Tridiagonal Matrix Algorithm (TDMA)* zur Gleichungslösung herangezogen werden können [42].

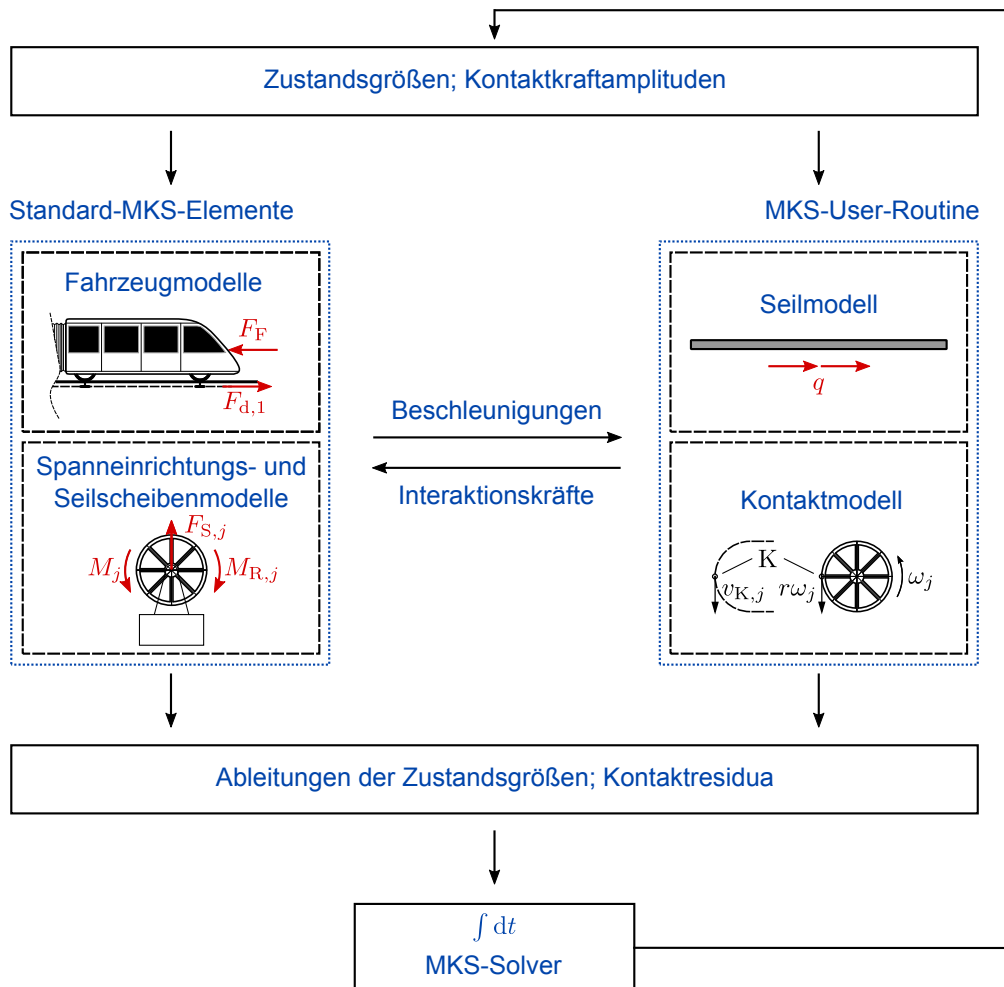


Abb. 2.19: Implementierung des verallgemeinerten Antriebsstrangmodells in *SIMPACK*

Das beschriebene ODE-Gleichungssystem und die algebraischen Gleichungen zur Darstellung der Seil-Seilscheiben-Interaktion wurden wiederum in eine User-Routine implementiert (Abbildung 2.19). Auf Basis der Zustandsgrößen des Seiles und der Kontaktkraftamplituden können die Interaktionskräfte zwischen dem Seil und den Fahrzeugen bzw. zwischen dem Seil und den Seilscheiben bestimmt werden. Als Eingangsgrößen für die Bestimmung der zweiten zeitlichen Ableitung der Seilverchiebungen fungieren

neben den MKS-Zustandsgrößen die Beschleunigungen der Fahrzeugkoppelpunkte und der Spanneinrichtung.

Die Fahrzeuge, die Fahrbahn, die Spanneinrichtung und die Seilscheiben werden im verallgemeinerten Modell analog zum Basismodell durch standardmäßige MKS-Komponenten modelliert. Im Gegensatz dazu werden die Seilrollen – wie in der Herleitung erwähnt – nicht als eigene MKS-Körper abgebildet, sondern es werden lediglich so genannte Marker<sup>31</sup> in Bezug auf das Inertialsystem gesetzt, welche die Rollenkontaktpunkte  $K$  repräsentieren. Dies ermöglicht in weiterer Folge die Positionsbestimmung im Raum und somit die korrekte Einarbeitung der resultierenden Kontaktkräfte  $F_T$  in das ODE-Gleichungssystem.

Das in diesem Abschnitt vorgestellte Antriebsstrangmodell ermöglicht die dynamische Simulation eines seilbetriebenen APM, wobei die dreidimensionale Fahrzeugbewegung, die Dynamik der Spanneinrichtung und die Rolleninteraktion Berücksichtigung finden. Im Sinne der Recheneffizienz wurden in der Modellbildung zahlreiche Vereinfachungen getroffen, deren Auswirkung auf die Ergebnisqualität im Rahmen einer Verifikation anhand von Messdaten bestimmt werden soll. Auf die genaue Vorgehensweise und auf die Ergebnisse der Verifikation wird im nachfolgenden Kapitel eingegangen.

---

<sup>31</sup> Unter dem Begriff „Marker“ wird in MKS ein lokales Koordinatensystem verstanden, welches in erster Linie als Koppelpunkt für Gelenke und Kraftelemente dient.

---

### 3 Verifikation

Die Verifikation der im vorangegangenen Kapitel vorgestellten Methode erfolgt durch den Vergleich zwischen Mess- und Berechnungsergebnissen einer realen Anlage. Zur Erfassung der Messdaten wurde ein seilbetriebener APM im Rahmen der Inbetriebnahme mit Sensorik ausgestattet, um die relevanten physikalischen Größen am Zug und in Teilbereichen des Seiltriebs zeitsynchron aufzuzeichnen. Durch Modellierung und Simulation der Anlage gemäß der verallgemeinerten Methode aus Kapitel 2 kann der Vergleich zwischen Rechnung und Messung durchgeführt und die Prognosequalität der Simulation bewertet werden.

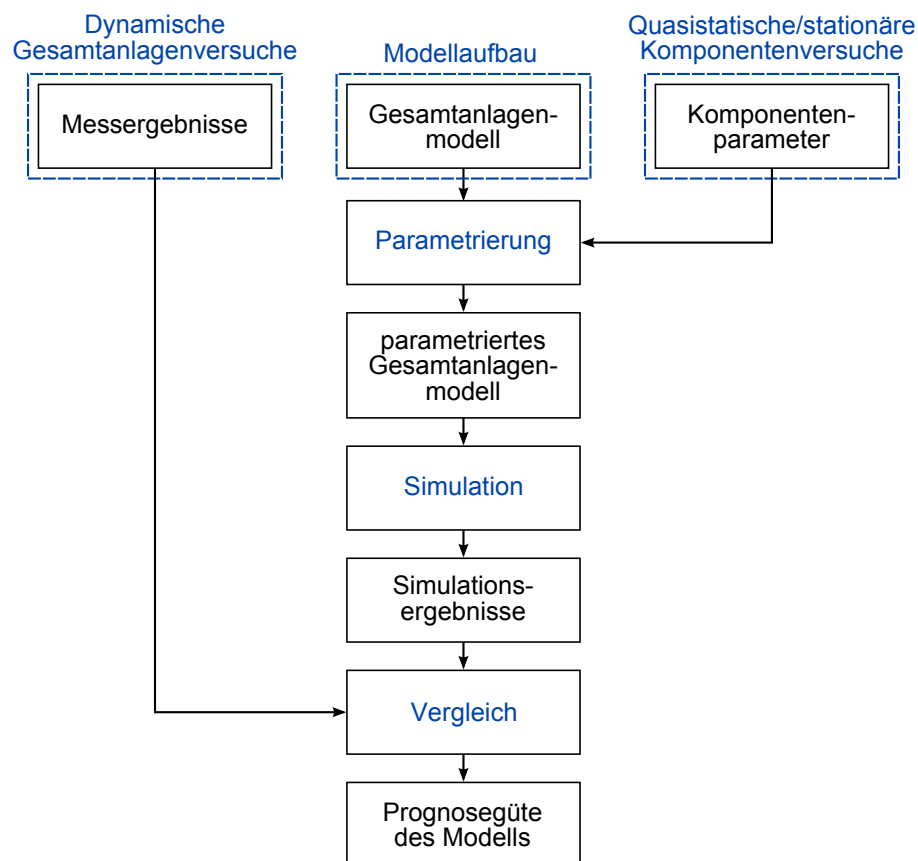


Abb. 3.1: Schema des Verifikationsprozesses

Der Verifikationsprozess ist in Abbildung 3.1 schematisch abgebildet, wobei auf die dargestellten Schritte in den folgenden Abschnitten im Detail eingegangen wird.

### 3.1 Dynamikmessungen an einer realen Anlage

Als Messobjekt wurde die Anlage *MGM CityCenter Shuttle* in Las Vegas (Nevada) herangezogen. Es werden hier zwei seilbetriebene APM zur Verbindung von drei Hotelanlagen im städtischen Bereich betrieben (Betriebsart gemäß Abbildung 1.2 b)). Die beiden APM werden parallel geführt, sie sind jedoch antriebstechnisch voneinander unabhängig. Die technischen Daten des Messobjektes sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Tab. 3.1: Technische Daten des *MGM CityCenter Shuttle*

Parameter	Wert
Anzahl der Stationen	3
Anzahl der Fahrzeuge je Zug	4
Systemlänge	589 m
Fahrgeschwindigkeit	10.5 m/s
Fahrzeit (Endstation – Endstation)	150 s
Förderleistung	3000 Pers./h <sup>32</sup>

Abbildung 3.2 zeigt die Strecken- und Antriebskonfiguration der betrachteten Anlage. Die Strecke führt von der Antriebsstation *Bellagio* über die Zwischenstation *Crystals* in die Gegenstation *Monte Carlo*. Der vierteilige Zug verkehrt dabei im Pendelbetrieb, d. h. in den Endstationen wird jeweils die Fahrtrichtung gewechselt.

Die Antriebskomponenten wie Elektromotoren, Getriebe, Bremsen und der Notantrieb sind in der Antriebsstation untergebracht, während die Grundspannkraft durch ein frei hängendes und vertikal geführtes Spanngewicht in der Gegenstation auf die Seilschleife aufgebracht wird.

Die messtechnische Herausforderung war die zeitsynchrone Erfassung der Messgrößen an vier verschiedenen Stellen. Neben der Aufzeichnung der Sensorsignale in der Antriebs- und Gegenstation sowie am Zug wurde im Bereich der Zwischenstation eine CAN-Bus-Schnittstelle zum Auslesen der Anlagensteuerungsdaten genutzt. Insgesamt wurden über 40 Kanäle mit vier Messverstärkern zeitgleich erfasst. Jeder der vier Messverstärker war mit einem GPS-Empfänger verbunden, wodurch die zeitliche Synchronisierung der Daten über den jeweils aufgezeichneten GPS-Zeitstempel durchgeführt werden konnte.

<sup>32</sup> Die Angabe bezieht sich auf eine Fahrtrichtung.

Im Folgenden wird nur auf jene physikalischen Größen eingegangen, welche für die nachfolgende Verifikation des Antriebsstrangmodells relevant sind (Abbildung 3.2). Dies sind die Seilkräfte im Ein- und Auslaufbereich der Antriebsscheibe, die Winkelgeschwindigkeit der Antriebsscheibe, das Antriebsmoment und der Hub der Spanneinrichtung. Im Bereich des Zuges sind die Längsgeschwindigkeit und die Beschleunigungen von Interesse. Dazu wurde der Frontwagen<sup>33</sup> mit einem Messrad sowie mit dreiachsigen Beschleunigungssensoren in der Mitte des Wagenbodens und am Sitz über dem nachlaufenden Fahrwerk ausgestattet.

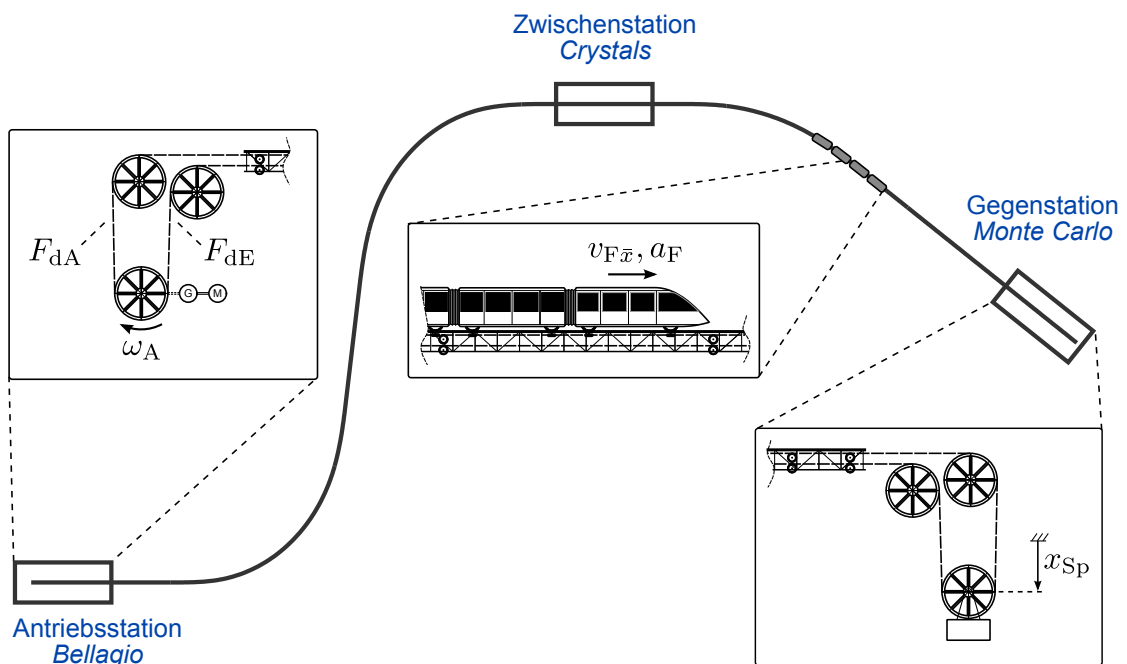


Abb. 3.2: Strecken- und Antriebskonfiguration<sup>34</sup> des MGM CityCenter Shuttle

Die Erfassung der genannten Messgrößen erfolgte zum Großteil mit Standardsensorik (Tabelle 3.2). Lediglich für die Messung der Seilkräfte im Bereich der Antriebsscheibe wurden Prototyp-Messsysteme in Form von zwei DMS-bestückten Seilrollenkonsolen eingesetzt. Hierbei wurde über die Beanspruchung der Rollenhalterung (Dehnungsmessung) auf die Normalkraft der Seilrolle und in weiterer Folge auf die örtliche Seilkraft geschlossen.

Das dynamische Verhalten der Anlage wurde mit der beschriebenen Messtechnik im Standardbetrieb und bei manuell eingeleiteten Notbremsituationen aufgezeichnet. Dabei wurden als Varianten unterschiedliche Beladungszustände und Fahrrichtungen sowie im Rahmen der experimentellen Nachstellung der Nothalte unterschiedliche Bremspositionen des Zuges gewählt.

<sup>33</sup> Die in der Folge getätigten Richtungsangaben beziehen sich auf eine positiv definierte Fahrtrichtung (Vorwärtsfahrt) von *Bellagio* nach *Monte Carlo*.

<sup>34</sup> Das System weist in Realität eine zweirillige Antriebsscheibe mit Gegenscheibe auf. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wurde auf die detaillierte Darstellung dieser Konfiguration in der Skizze verzichtet.

Tab. 3.2: Eingesetzte Messtechnik bei den Dynamikmessungen am *MGM City-Center Shuttle*

Physikalische Größe	Sensortyp/Erfassung
Seilkräfte Antriebsscheibe	DMS-bestückte Seilrollenkonsole
Winkelgeschwindigkeit Antriebsscheibe	Messrad mit Inkrementalgeber
Antriebsmoment	Erfassung über CAN-Bus
Hub der Spanneinrichtung	laseroptischer Sensor
Beschleunigung Frontwagen	kapazitive Beschleunigungssensoren
Längsgeschwindigkeit Frontwagen	Messrad mit Inkrementalgeber

Bevor die Messergebnisse im Rahmen des Vergleichs zwischen Messung und Rechnung in Abschnitt 3.3 diskutiert werden, wird im Folgenden die Erstellung des Gesamtanlagenmodells beschrieben.

### 3.2 Gesamtanlagenmodell

Die Erstellung des Simulationsmodells für das *MGM CityCenter Shuttle* gliederte sich in zwei Schritte. Zunächst wurde auf Basis der Projektierungsdaten des Herstellers *DCC* ein 3D-MKS-Modell der Gesamtanlage in *SIMPACK* erstellt. In einem zweiten Schritt wurden fehlende bzw. unsichere Modellparameter durch quasistatische und stationäre Versuche bestimmt und zur Parametrierung des Modells herangezogen (Abbildung 3.1).

#### 3.2.1 Modellaufbau

Das Anlagenmodell konnte gemäß Abbildung 3.3 durch die Einbindung von drei Submodellen (Fahrweg, Antriebsstrang und Zug) aufgebaut werden.

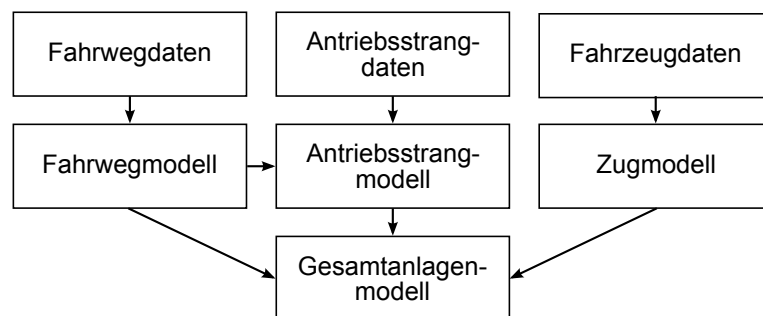


Abb. 3.3: Modellaufbau der Gesamtanlage

## Fahrwegmodell

Für die Erstellung des Fahrwegmodells sind verschiedene Vorgehensweisen möglich. So können aus Messungen oder aus Trassierungsprogrammen stammende Daten in Form von diskreten Punkten in das MKS-Programm eingelesen werden. Die einzelnen Trassierungspunkte sind zum Beispiel durch die Koordinaten  $x_0, y_0, z_0$  in Bezug auf das globale Koordinatensystem und durch die Querneigung definiert, wobei die MKS-Software automatisiert einen Interpolationsspline<sup>35</sup> durch die gegebenen Punkte legt. Alternativ kann – und diese Methode wurde im vorliegenden Fall gewählt – die Bahnkurve durch die Aneinanderreihung von vordefinierten Fahrwegsegmenten (Gerade, Übergangsbogen, Konstantbogen, Wanne, Kuppe, Konstantsteigungen, ...) definiert werden.

Moderne MKS-Programme bieten zudem die Möglichkeit, die Gleislageabweichung von der Sollage (Gleislagefehler) abzubilden. Von dieser Erweiterung wurde in diesem Modell abgesehen, da sie keine Relevanz für die Verifikation des Antriebsstrangmodells besitzt.

## Antriebsstrangmodell

Das Fahrwegmodell ist Voraussetzung für die Modellierung des Antriebsstrangs, da die Positionen der Seilrollen und Seilscheiben in Bezug auf den Fahrweg gegeben sind. Aufgrund der hohen Anzahl an seilführenden Komponenten wurde dieser Prozess automatisiert, d. h. ein Zusatzprogramm liest die Positionen der Seilscheiben und Seilrollen aus einer Datei aus und generiert eine entsprechende *SIMPACK*-Eingabedatei mit allen erforderlichen MKS-Elementen für das Antriebsstrangmodell. Durch dieses Zusatzprogramm wird auch die Seilmodell-User-Routine eingebunden und vorparametriert. Die Modellierung der Spanneinrichtung erfolgt im Gegensatz dazu interaktiv im MKS-Präprozessor.

Abbildung 3.4 zeigt einen Ausschnitt des Anlagenmodells im Bereich der Antriebsstation. Als Vereinfachung wurde die in der Anlage verbaute zweirillige Antriebsscheibe mit Gegenscheibe als einrillige Scheibe modelliert. Des Weiteren wurden alle Trägheitsmomente des vorgelagerten Antriebsstrangs (Motoren, Getriebe, Schwung- und Bremscheiben) in ein effektives Trägheitsmoment der Antriebsscheibe umgerechnet. Diese Vorgehensweise ist aufgrund der verdrehsteifen Verbindung der einzelnen Komponenten möglich.

Die Bewegung der Antriebsscheibe wird in diesem Modell als Funktion der Zeit  $\omega_A(t)$  vorgegeben. Alternativ kann bei der Nachstellung von Notbremsituationen durch ein MKS-Kraftelement auch ein Bremsmoment als Funktion der Zeit auf die Antriebsscheibe aufgebracht werden.

---

<sup>35</sup> Ein Interpolationsspline ist eine mathematische Funktion, welche aus Polynomen höheren Grades zusammengesetzt ist und die Interpolation von gegebenen, diskreten Stützstellen ermöglicht.

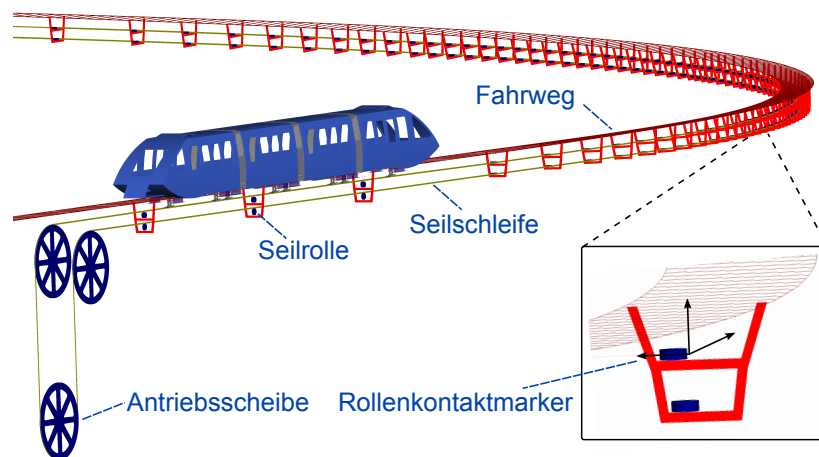


Abb. 3.4: 3D-Gesamtanlagenmodell des *MGM CityCenter Shuttle* in *SIMPACK* – Ausschnitt im Bereich der Antriebsstation *Bellagio*

Des Weiteren wurden alle Seilscheiben mit einem Kraffelement zur Abbildung der Energiedissipation ausgestattet. Das Kraffelement wirkt als Reibmoment und fasst alle dissipativen Mechanismen an der Seilscheibe zusammen. Das resultierende Moment ist von der Lagerlast und der Seilgeschwindigkeit abhängig und wurde analog zur Modellierung des Rollwiderstandes der Seilrollen (2.80) bzw. in Anlehnung an die Seilbahnnorm [31] definiert:

$$M_R(v_K) = r F_N f_R \left[ \frac{2}{\pi} \arctan(f_1 v_K) + f_2 v_K \right]. \quad (3.1)$$

Die Modellierung der Seilscheiben in der Gegenstation erfolgte weitgehend analog zur Antriebsstation, wengleich die Umlenkscheibe der Spanneinrichtung neben dem Rotationsfreiheitsgrad zusätzlich einen translatorischen Freiheitsgrad in vertikaler Richtung gemäß Abbildung 3.2 aufweist und mit dem Spanngewicht gekoppelt ist.

Die Seilrollen werden wie bereits erwähnt im Rahmen der entwickelten Modellierungstechnik nicht als *SIMPACK*-Starrkörper im eigentlichen Sinn abgebildet. Stattdessen werden die Trägheiten und Dissipationseffekte direkt im Seilmodell berücksichtigt, wobei als zusätzliche Eingabegrößen die jeweiligen Positionen der Seilrollen in Bezug auf die Koppelpunkte A und B fungieren. Zur Bestimmung dieser Positionen müssen neben den Klemmenpositionen des vor- und nachlaufenden Fahrwerks auch die Rollenpositionen im Raum bekannt sein. Dies wird durch die Positionierung von Markern an den jeweiligen Rollenkontaktpunkten bewerkstelligt, welche zur Messung der Relativabstände zwischen den Klemmen und den Rollen herangezogen werden können (Abbildung 3.4).



Im Zuge der Überfahrt der Fahrzeuge müssen die Seilrollen zufolge des Mechanismus des Seilabhebens (siehe Abbildung 2.12) aus dem Seilmodell virtuell aus- und wieder eingekuppelt werden. Dieser Vorgang wird auf Basis von rein geometrischen Betrachtungen (Seilablenkwinkel an der Rolle  $\alpha \approx 0$ ) durchgeführt.

### Zugmodell

Die Modelltiefe der Fahrzeuge kann aufgrund der umfassenden Elementbibliothek in *SIMPACK* nahezu beliebig gewählt werden. In diesem Fall wurde die Modellierung jedoch bewusst einfach gehalten, da im Zuge der Verifikation nicht die Fahrzeugdynamik im Speziellen, sondern das globale Anlagenverhalten im Fokus steht. Folglich wurden die Fahrwerke und die Fahrzeuge derart modelliert, dass die grundsätzlichen Trägheitseigenschaften und Dissipationsmechanismen hinreichend genau abgebildet werden. Auf die genaue Abbildung der Fahrwerkskinematik und der Vertikalfederstufe wurde verzichtet.

Abbildung 3.5 a) zeigt das vereinfachte Modell des Einzelrad-Einzelfahrwerks. Es beinhaltet einen Starrkörper, welcher die Trägheitseigenschaften des Fahrwerkrahmens inklusive aller Anbauteile und der Tragräder aufweist. Der Rollwiderstand der Tragräder wird auf Basis der Vertikallasten berechnet und als dissipative Kraft auf diesen Körper aufgebracht.

An den Fahrwerkrahmen sind die Spurführungsrollen angebunden, welche jeweils ein Kontaktelement zur Schiene aufweisen. Dieses Kontaktelement ist als unilaterales Feder-element ausgeführt, wodurch ein Abheben der Spurführungsrolle von der Schiene abgebildet werden kann<sup>36</sup>. Die Normalkraft des Kontaktelementes dient als Eingabegröße für das Rollwiderstandsmodell der Spurführungsrolle.

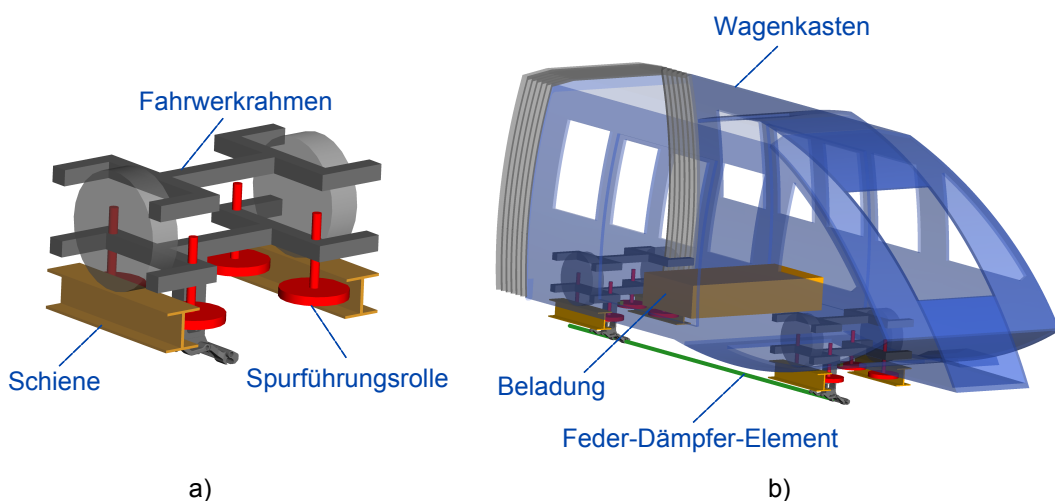


Abb. 3.5: a) Fahrwerkmodell und b) Frontwagenmodell der Anlage *MGM CityCenter Shuttle* in *SIMPACK*

<sup>36</sup> Ein Abheben der Spurführungsrolle von der Schiene kann vor allem bei Bogenfahrt auftreten.

Abbildung 3.5 b) zeigt die Assemblierung zum Gesamtfahrzeugmodell, welches zwei Fahrwerkmodelle und jeweils einen Starrkörper für den Wagenkasten und dessen Beladung<sup>37</sup> enthält. Die Abbildung des Seilstückes zwischen den Klemmen erfolgt durch parallele Feder-Dämpfer-Elemente.

Durch Assemblierung der vier Wagenmodelle kann schließlich der gesamte Zug gemäß Abbildung 3.4 modelliert werden. Der Front- und Endwagen sind dabei jeweils mit einem Kraffelement zur Modellierung des Luftwiderstandes ausgestattet, welches je nach Fahrtrichtung als dissipative Kraft auf den Zug wirkt.

Durch die beschriebenen Modellierungsschritte konnte aus dem Fahrweg-, Antriebsstrang- und Zugmodell schließlich ein Gesamtanlagenmodell generiert werden. Die Parametrierung erfolgte dabei großteils durch Herstellerangaben. Jene Parameter, welche als besonders sensitiv in Bezug auf die Berechnungsgenauigkeit eingestuft wurden, konnten im Rahmen von stationären bzw. quasistatischen Versuchen bestimmt werden, worauf im folgenden Abschnitt eingegangen wird.

#### 3.2.2 Parametrierung

Für die vollständige Parametrierung des Simulationsmodells waren zwei zusätzliche Versuche erforderlich. Dies war zum einen die Messung des Seilkraft-Dehnungs-Zusammenhangs zur Bestimmung des Seilelastizitätsmoduls und zum anderen die Bestimmung des Rollwiderstandes der Seilscheiben und Seilrollen. Für letzteres sind zwar in der Seilbahnnorm [31] Werte gegeben, es sollte jedoch durch den Versuch die Parametergenauigkeit verbessert und die Abhängigkeit von der Seilgeschwindigkeit bestimmt werden.

#### Bestimmung des Seilelastizitätsmoduls

In Kapitel 2 wurde im Rahmen der Modellbildung gezeigt, dass der Seilelastizitätsmodul  $E_S$  bzw. die daraus abgeleitete Dehnsteifigkeit  $E_S A_m$  die maßgeblichen Parameter in Bezug auf die Seiltriebselastizität sind und direkt in die Seilbewegungsgleichung eingehen. Aus diesem Grund wurde im Rahmen eines quasistatischen Zugversuchs der Seilkraft-Dehnungs-Zusammenhang jenes Seiltyps bestimmt, welcher beim *MGM City-Center Shuttle* zum Einsatz kommt. Aus dem Seilkraft-Dehnungs-Verlauf kann durch Linearisierung der Seilelastizitätsmodul bestimmt werden.

Es handelt sich beim Messobjekt um ein 36-mm-Litzenseil mit Zwischenlagen und einem metallischen Querschnitt von 550 mm<sup>2</sup>. Nachdem das Prüfstück zwar aus der Charge des in der Bahn eingesetzten Seiles stammte, jedoch vor der Prüfung noch fabrikneu

---

<sup>37</sup> Im Rahmen der Messungen erfolgte die Fahrzeugbeladung durch mehrere Betongewichte, deren Trägheitseigenschaften im Modell durch einen einzelnen Starrkörper dargestellt wurden.

war, wurde eine mehrmalige Belastung des Seiles zwischen der Minimalkraft der Seilprüfmaschine (ca. 22 kN) bis zur halben Mindestbruchkraft durchgeführt. Dieser Vorgang sollte die Alterung des Seiles simulieren.

Abbildung 3.6 zeigt die aufgenommenen Seilkraft-Dehnungs-Kurven bei der 10. bzw. 12. und 13. Belastung. Es ist ersichtlich, dass sich durch die mehrmalige Belastung eine bleibende Dehnung von ca. 0.4 % einstellt. Des Weiteren weisen die Kurven vor allem im unteren Seilkraftbereich eine leichte Nichtlinearität auf, welche bei Litzenseilen auf die Setzung des Seilgefüges bei Belastung zurückgeführt werden kann [34].

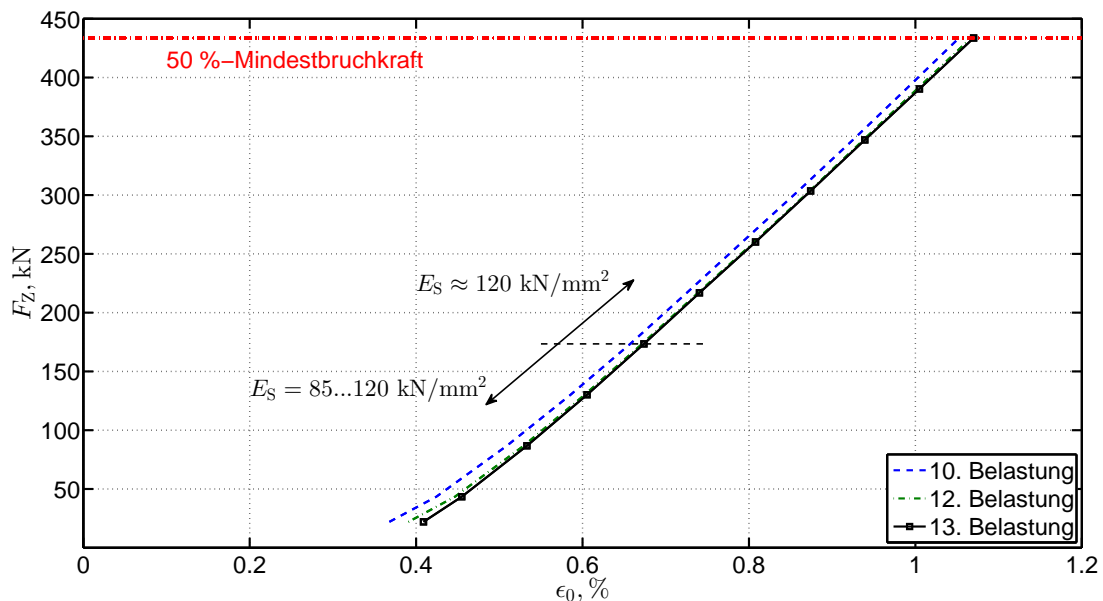


Abb. 3.6: Seilkraft-Dehnungs-Verlauf eines 36-mm-Litzenseiles mit Zwischenlagen nach mehrmaliger Belastung

Nachdem zwischen der 12. und 13. Belastung keine merkliche Veränderung der Seilsteifigkeit zu erkennen war, wurde der Versuch an dieser Stelle beendet. Für die in der Folge dargestellten Berechnungen wurde der Seilelastizitätsmodul aus der Kurve der 13. Belastung jeweils als Sekantenmodul im jeweiligen Betriebsbereich der Seilkräfte bestimmt.

Im oberen Lastbereich ist der Zusammenhang zwischen Seilkraft und Dehnung weitgehend linear und es gilt für den Seilkraftbereich  $F_Z > 175$  kN:

$$E_S \approx 120 \text{ kN/mm}^2 . \quad (3.2)$$

Für Seilkräfte unter diesem Grenzwert sind aufgrund der Progressivität des Seilkraft-Dehnungs-Zusammenhangs die aus der Linearisierung resultierenden Seilelastizitätsmoduli entsprechend geringer.

### Bestimmung des Rollwiderstandes der Seilscheiben und Seilrollen

Zur Bestimmung des Rollwiderstandes der Seilscheiben und Seilrollen wurde ein stationärer Versuch an der Anlage *MGM CityCenter Shuttle* durchgeführt. Dazu wurde der Zug von der Seilschleife abgekoppelt und das Leerseil nach einer Warmlaufphase mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten in beide Richtungen bewegt. Dabei erfolgte die Aufzeichnung des zum stationären Betrieb notwendigen Antriebsmoments.

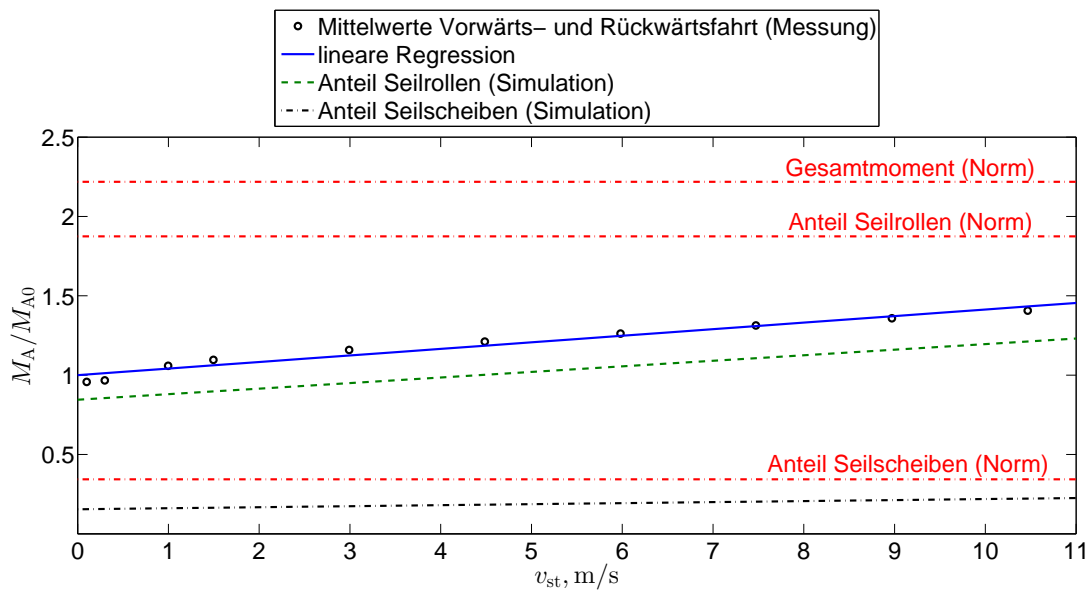


Abb. 3.7: Normiertes Antriebsmoment  $M_A/M_{A0}$  als Funktion der stationären Seilgeschwindigkeit  $v_{st}$  bei Leerseilfahrt

In Abbildung 3.7 ist das erforderliche Antriebsmoment  $M_A$  bezogen auf den Anfangswert  $M_{A0}$  bei  $v_{st} \approx 0$  m/s als Funktion der Seilgeschwindigkeit dargestellt. Die einzelnen Punkte repräsentieren dabei die gemittelten Messwerte aus Vorwärts- und Rückwärtsfahrt. Aus der Darstellung ist ersichtlich, dass der Rollwiderstand geschwindigkeitsabhängig ist, wobei sich ein annähernd linearer Verlauf ergibt. In der Folge wurde somit auf Basis der dargestellten Messwerte eine lineare Regression durchgeführt.

Des Weiteren zeigen die Messwerte, dass der tatsächlich auftretende Rollwiderstand wesentlich geringer ist, als dies auf Basis einer Berechnung laut Seilbahnnorm zu erwarten wäre (rote Linie „Gesamtmoment (Norm)“) [31]. Dies ist insofern plausibel, da die in der Norm angegebenen Werte auf der „sicheren Seite“ in Bezug auf die Seilbemessung liegen müssen und somit die Höchstwerte der in der Praxis auftretenden Rollwiderstände repräsentieren.

Die jeweiligen Anteile der Seilrollen und Seilscheiben am gesamten Rollwiderstand können auf Basis dieser Messung nicht bestimmt werden. Daher wurden die Rollwiderstandsbeiwerte der Norm entsprechend skaliert, so dass die Summe der Anteile wiederum das Gesamtmoment (Regressionskurve) ergibt. Der relative Anstieg über die Seilgeschwindigkeit (Faktor  $f_2$  in den Gleichungen (2.80) und (3.1)) wurde dabei für die Seilrollen und Seilscheiben identisch gewählt. Die dadurch ermittelten Werte für den Rollwiderstand der seilführenden Komponenten konnten schließlich für die Parametrierung des MKS-Modells herangezogen werden.

Darüber hinaus kann die beschriebene Methodik auch zur Bestimmung der Fahrwiderstände des Zuges verwendet werden. Dazu ist es notwendig, im Standardbetrieb, d. h. mit angekoppeltem Zug, das Antriebsmoment ebenfalls bei stationären Verhältnissen aufzuzeichnen. Der gesamte Fahrwiderstand des Zuges ergibt sich dann aus der Differenz des hierbei gemessenen Antriebsmoments und dem Antriebsmoment bei Leerseilfahrt. Der Rollwiderstand der Tragräder kann dabei durch Variation der Beladung bestimmt werden, da nur dieser von der Vertikallast abhängig ist.

### 3.3 Vergleich Messung – Rechnung

Durch die Bestimmung des Seilelastizitätsmoduls und des Rollwiderstandes der seilführenden Elemente konnte das Gesamtanlagenmodell vollständig parametrierbar werden. Somit ist es möglich, die dynamischen Szenarien, welche im Zuge der Experimente am *MGM CityCenter Shuttle* messtechnisch erfasst wurden, auch rechnerisch nachzubilden. Auf die Ergebnisse des Vergleichs zwischen Messung und Rechnung wird im Folgenden näher eingegangen, wobei zunächst der Standardbetrieb und im Anschluss die Notbremssituationen der Anlage diskutiert werden.

#### Standardbetrieb

Für die rechnerische Nachstellung des Standardbetriebs wurde zunächst die gemessene Winkelgeschwindigkeit der Antriebsscheibe  $\omega_A(t)$  als Eingangsgröße für das Simulationsmodell verwendet. Von besonderem Interesse ist in diesem Fall, inwieweit das Antriebsmoment, welches sich bei Vorgabe der Antriebswinkelgeschwindigkeit implizit ergibt, und die Fahrzeugbewegung in Längsrichtung mit den Messungen übereinstimmen.

Abbildung 3.8 zeigt die Dynamik des *MGM CityCenter Shuttle* bei einer Fahrt von der Antriebsstation *Bellagio* in die Zwischenstation *Crystals* im Normalbetrieb. In Abbildung 3.8 a) ist die gemessene Antriebsgeschwindigkeit  $r\omega_A$  dargestellt<sup>38</sup>. Es ist zu

---

<sup>38</sup> Die in der Folge dargestellten Zeitverläufe wurden mit einem Butterworth-Tiefpassfilter vierter Ordnung mit einer Grenzfrequenz  $f_c$  von 5 Hz gefiltert. Bei Abweichung von dieser Vorgehensweise wird dies gesondert in der jeweiligen Abbildung angeführt.

erkennen, dass die Anlage zügig auf 10.5 m/s beschleunigt und nach ca. 20 s Fahrt mit Maximalgeschwindigkeit auf 0.3 m/s verzögert. Mit dieser „Schleichgeschwindigkeit“ erfolgt die Anfahrt auf den Haltepunkt in der Zwischenstation. Der Zweck für diese im Vergleich zur eigentlichen Fahrzeit langen Schleichfahrt ist eine Beruhigung der Fahrzeuglängsschwingung, so dass eine genaue Positionierung des Zuges in der Station möglich ist<sup>39</sup>.

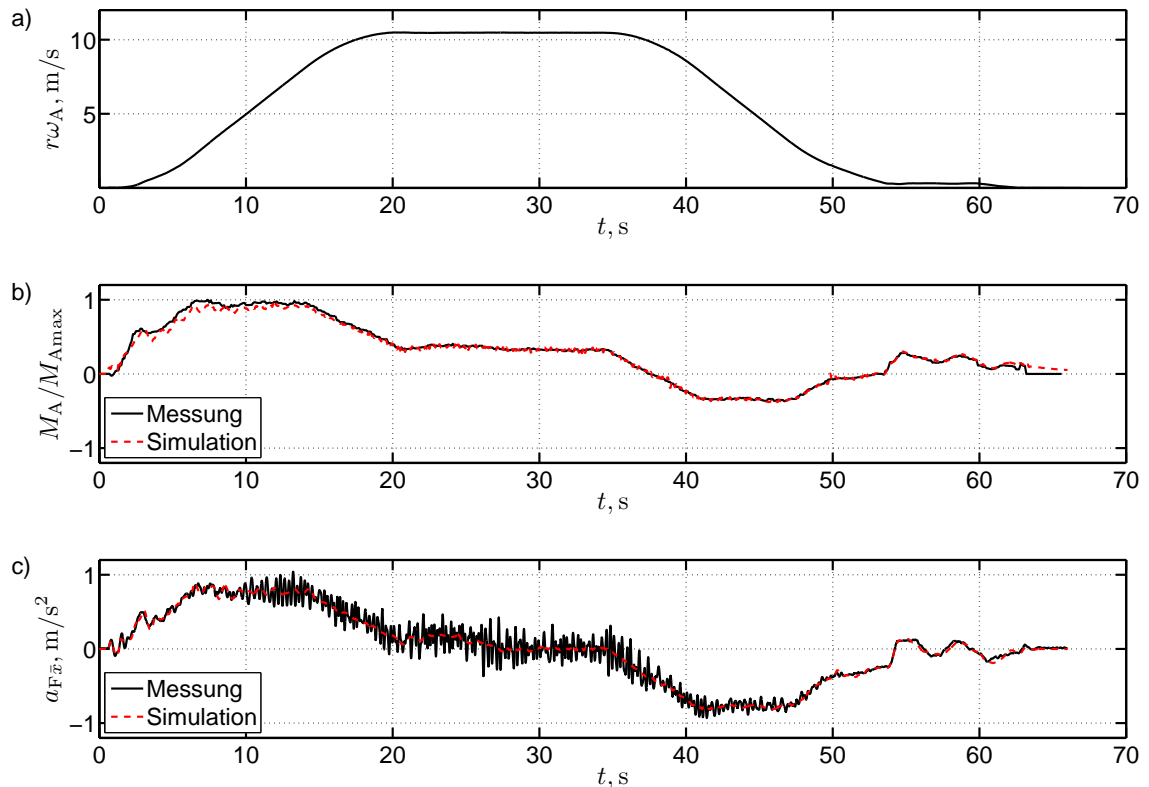


Abb. 3.8: Dynamik des *MGM CityCenter Shuttle* im Standardbetrieb bei einer Fahrt von *Bellagio* in die Zwischenstation *Crystals* (unbelasteter Zug):  
 a) gemessene Antriebsgeschwindigkeit  $r\omega_A$ ,  
 b) auf den gemessenen Maximalwert normiertes Antriebsmoment  $M_A/M_{Amax}$ ,  
 c) Fahrzeuglängsbeschleunigung  $a_{F\bar{x}}$

Abbildung 3.8 b) zeigt den Vergleich zwischen dem gemessenen und berechneten Antriebsmoment, wobei beide Kurven auf das gemessene Maximalmoment normiert wurden. Die gute Übereinstimmung lässt den Schluss zu, dass die Trägheiten und Fahrwiderstände im Modell ausreichend genau abgebildet wurden.

<sup>39</sup> Nachdem APM in der Regel nicht nur Fahrzeugtüren, sondern auch Stationstüren aufweisen, ist eine punktgenaue Positionierung des Zuges in der Station erforderlich, da ansonsten die Fahrgäste beim Ein- und Aussteigen durch die nicht deckungsgleichen Türen behindert würden.

In Abbildung 3.8 c) ist die Fahrzeuglängsbeschleunigung des Frontwagens (Messpunkt Wagenkastenboden) dargestellt. Der Vergleich zeigt, dass die niederfrequenten Schwingungen beim Anfahren und Verzögern, welche primär aus der Seiltriebselastizität resultieren, durch die Simulation gut nachgebildet werden.

Darüber hinaus zeigt die Messung noch höherfrequente Schwingungen, welche auf die Nickbewegungen des Wagenkastens zurückzuführen sind. Die Abbildung dieser Schwingungen ist mit MKS grundsätzlich möglich, allerdings müssen hierzu die vertikalen Gleislagestörungen als Modelleingabegröße zur Verfügung stehen sowie ein detailliertes Fahrzeugmodell erstellt werden. Diese Thematik ist wie in der Einleitung erwähnt Stand der Technik und hat darüber hinaus keinen relevanten Einfluss auf die Fahrzeug-Seil-Interaktion. Folglich wurden diese höherfrequenten Fahrzeugschwingungen im Rahmen der Verifikation nicht näher betrachtet.

Ein wichtiger Aspekt im Zuge der Auslegung der Antriebsregelung ist die oben beschriebene Stationseinfahrt. Man ist grundsätzlich bestrebt, den Haltepunkt möglichst rasch – d.h. ohne lange Schleichfahrten – zu erreichen, um die Förderleistung der Anlage zu maximieren. Stand der Technik ist aktuell, die Optimierung der Einfahrtsregelung an der fertigen Anlage im Zuge der Inbetriebnahme durchzuführen, was entsprechend zeit- und kostenintensiv ist. Durch ein Modell mit entsprechender Prognosegüte könnte dieser Vorgang bereits während der Projektierung virtuell stattfinden und zumindest eine Basisauslegung des Reglers ermöglichen.

Demgemäß wurde im Rahmen der Verifikation geprüft, ob die Längsschwingungen des Zuges<sup>40</sup> beim Abbremsen und Einfahren in die Station mit hinreichender Prognosegüte berechnet werden können. Abbildung 3.9 zeigt die Geschwindigkeit des Zuges bei der Stationseinfahrt bei leerem und voll beladenem Zustand. Es ist ersichtlich, dass durch den Abbremsvorgang eine Längsschwingung entsteht, wobei durch die Beladung das Schwingungsverhalten des Systems wesentlich beeinflusst wird.

Aus dem Vergleich der berechneten Ergebnisse mit den Messdaten kann der Schluss gezogen werden, dass die Seiltriebselastizität gut abgebildet wird und eine Vorhersage der Fahrzeuglängsdynamik bei Standardbetrieb mit dem entwickelten Modell möglich ist. Es können verschiedene Absteuerkurven (Abbremsverläufe des Antriebs) mit Hilfe der Berechnung evaluiert werden, um die Längsschwingung im späteren Realbetrieb im Hinblick auf eine kurze Schleichfahrt möglichst zu unterdrücken. Somit sind die Voraussetzungen für die Optimierung der Antriebsregelung im Sinne einer raschen und genauen Positionierung des Zuges gegeben.

---

<sup>40</sup> Unter den hier beschriebenen Schwingungen wird eine synchrone Längsschwingung aller Fahrzeuge des Zugverbands verstanden, wodurch unter den Begriffen „Fahrzeuglängsschwingung“ und „Zuglängsschwingung“ dasselbe verstanden wird.

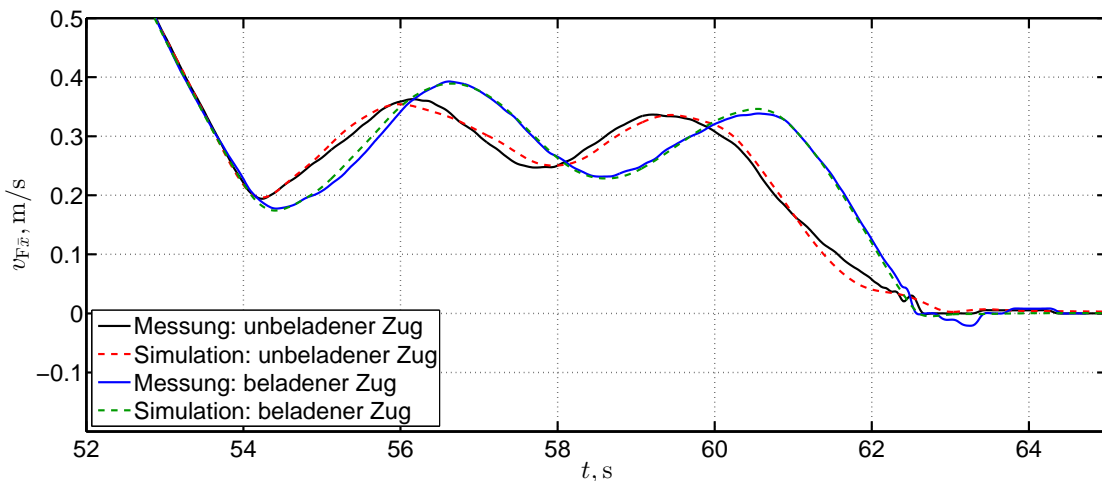


Abb. 3.9: Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit (Frontwagen) bei Einfahrt in die Zwischenstation *Crystals* im unbeladenen und beladenen Zustand

An dieser Stelle muss festgehalten werden, dass die hier betrachtete Anlage eine vergleichsweise kurze und somit steife Seilschleife aufweist und das System daher im Standardbetrieb mit eher geringen Schwingungsamplituden auf Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge der Antriebsscheibe reagiert. Im Falle von langen Anlagen mit einer eventuell höheren Anzahl an Fahrzeugen im Zugverband ist eine dementsprechend höhere Dynamik zu erwarten. Die beschriebene Längsschwingung kann bei diesen Systemen nicht nur in Bezug auf die Stationseinfahrt, sondern auch bei den Beschleunigungsvorgängen aus der Station heraus relevant werden. Auf diese Problematik wird in Kapitel 4 „Anwendung“ näher eingegangen.

### Notbremssituationen

Bereits in der Einleitung wurde die Relevanz des Lastfalles „Notbremssituation“ in Bezug auf die Anlagenauslegung hervorgehoben. In erster Linie sind bei diesem außerbetrieblichen Szenario die auftretenden Fahrzeuglängsbeschleunigungen, die resultierenden Bremswege und Seilkräfte sowie der Hub der Spanneinrichtung von Interesse. Auf Basis der dynamischen Seilkräfte können in weiterer Folge die Spitzenlasten auf die Fahrzeuge und seilführenden Elemente (Seilrollen, Seilscheiben) und die damit verbundenen Tragstrukturen bestimmt werden.

Im Folgenden wird zur Erläuterung des Verifikationsprozesses das Szenario einer unregelmäßigen Notbremsung herangezogen, bei welcher die hydraulisch belüfteten Federspeicherbremsen unmittelbar auf die Antriebsscheibe wirken. Bei dieser Messfahrt wurde die Station *Crystals* von der Station *Bellagio* her kommend mit einer verminderten Geschwindigkeit von 7 m/s durchfahren und die Notbremsung während des Beschleunigungsvorganges nach der Stationsdurchfahrt manuell eingeleitet. Der Zug war in diesem Fall unbeladen.



In Abbildung 3.10 sind die gemessenen Geschwindigkeiten des Antriebs und des Frontwagens dargestellt. Wie bereits an einem ähnlichen Beispiel in der Einleitung erläutert wurde, reagiert der Zug auf die Einleitung des Bremsmomentes an der Antriebsscheibe aufgrund der Seilelastizität verzögert. Darüber hinaus weisen die Antriebsscheibe und der Zug während des Bremsvorganges trotz des annähernd konstanten Bremsmomentes ein ausgeprägtes Schwingungsverhalten auf.

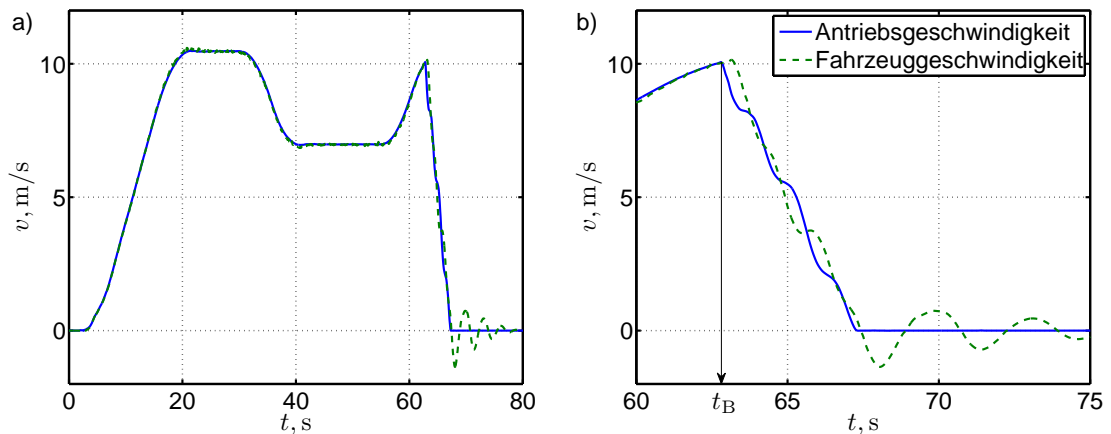


Abb. 3.10: Gemessene Antriebsgeschwindigkeit  $r\omega_A$  und Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_{F\bar{x}}$  bei einer unregelmäßigen Notbremsung (unbelasteter Zug):  
a) Geschwindigkeitsverläufe der gesamten Messfahrt,  
b) Geschwindigkeitsverläufe während des Notbremsvorganges

Die Auswertung der Längsbeschleunigung des Frontwagens für dieses Szenario gemäß Abbildung 3.11 zeigt, dass die Spitzenbeschleunigungen des Fahrzeuges trotz der starken Filterung<sup>41</sup> den Grenzwert der Norm überschreiten.

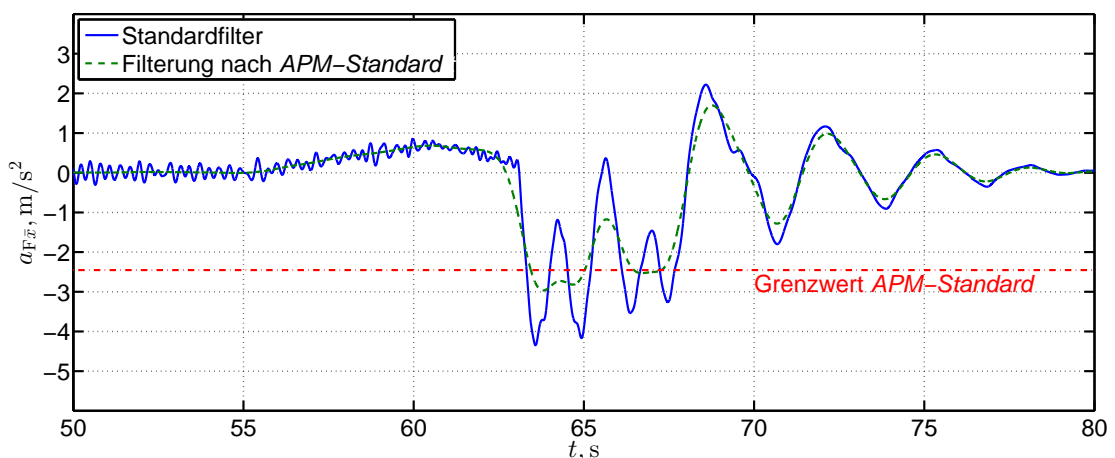


Abb. 3.11: Gemessene Fahrzeuglängsbeschleunigung  $a_{F\bar{x}}$  bei einer unregelmäßigen Notbremsung (unbelasteter Zug)

<sup>41</sup> Die Filterung ergibt sich aus den Vorgaben der *APM-Standards* (siehe auch Abbildung 1.7).

Aus diesem Grund waren neben den beschriebenen Messfahrten zur Bestimmung der Systemdynamik weitere Tests zur Abstimmung der mechanischen Bremsen am *MGM CityCenter Shuttle* erforderlich, so dass die Anlage schlussendlich die Anforderungen der Norm erfüllte.

Die Simulation des beschriebenen Lastfalles, deren Ergebnisse nachfolgend mit den Messdaten verglichen werden, erfolgte wiederum mit dem bereits beschriebenen Gesamtanlagenmodell in *SIMPACK*, wenngleich aufgrund veränderter Randbedingungen in Bezug auf die Modelleingabegröße ein anderer Zugang gewählt werden musste.

Der in Abbildung 3.10 dargestellte Verlauf der Antriebsgeschwindigkeit ergibt sich ab dem Zeitpunkt der Bremsenaktivierung aus den Schwingungseigenschaften der Anlage und wird in keiner Weise regelnd beeinflusst. D. h. dieser Verlauf ist im Allgemeinen zum Zeitpunkt der Anlagenentwicklung unbekannt. Aus diesem Grund wurde das Berechnungsmodell im Vergleich zur Simulation des Standardbetriebs derart verändert, dass nicht die Antriebsgeschwindigkeit als Eingabegröße herangezogen wurde, sondern ab dem Bremszeitpunkt  $t_B$  ein Bremsmoment auf die Antriebsscheibe wirkt. Das Bremsmoment wird durch ein Coulombsches Reibmodell auf Basis der wirkenden Normalkraft (Bremsdruck) und des Reibwertes der Paarung Bremsbelag-Antriebsscheibe berechnet.

Die berechnete Systemantwort ist in Abbildung 3.12 im Vergleich zur Messung dargestellt. In den Diagrammen a) bis d) sind die Längsbeschleunigung des Frontwagens, der Hub der Spanneinrichtung und die Seilkräfte im Bereich der Antriebsscheibe jeweils als Funktion der Zeit abgebildet (siehe auch Abbildung 3.2).

Der Verlauf der ausgewerteten Größen zeigt, dass der gesamte Seiltrieb inklusive Spanneinrichtung durch die Bremsung in einen tieffrequenten Schwingungszustand versetzt wird. Die Schwingungsamplituden und -frequenzen variieren während der Bremsung, was auf die Kopplung von unterschiedlichen Schwingungsmoden des Systems zurückgeführt werden kann.

Aus dem Vergleich zwischen Messung und Rechnung kann der Schluss gezogen werden, dass das Schwingungsverhalten der Anlage durch das Modell auch im Falle von Notbrems Szenarien gut nachgebildet wird. Das Simulationsmodell prognostiziert die Spitzenwerte der einzelnen physikalischen Größen – und diese sind im Falle der Notbremsung letztendlich für die Anlagenauslegung relevant – bis auf wenige Prozent Abweichung. Des Weiteren ergibt sich auch bei den Schwingungsperioden eine gute Korrelation, wenngleich die reale Anlage in Bezug auf das Ausschwingverhalten eine geringfügig stärkere Dämpfung aufweist.

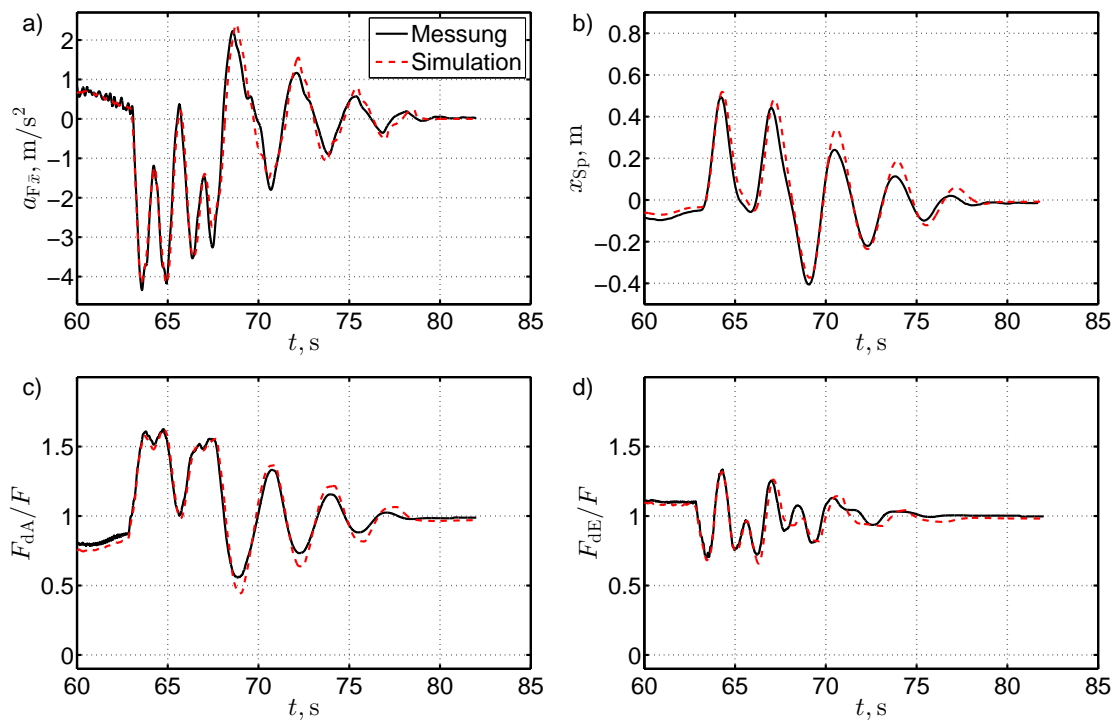


Abb. 3.12: Gemessene und berechnete Systemantwort bei einer unregelmäßigen Notbremsung (unbelasteter Zug):  
 a) Längsbeschleunigung des Frontwagens  $a_{F\bar{x}}$ ,  
 b) Hub der Spanneinrichtung  $x_{Sp}$ ,  
 c) normierte dynamische Seilkraft im Auslaufbereich der Antriebsscheibe  $F_{dA}/F$ ,  
 d) normierte dynamische Seilkraft im Einlaufbereich der Antriebsscheibe  $F_{dE}/F$

Ein weiterer wichtiger Aspekt für die Anlagenauslegung ist die resultierende Dynamik bei einer Bremsung mit Beladung, da hier in der Regel die größten dynamischen Seilkraftschwankungen und die längsten Bremswege auftreten. Abbildung 3.13 zeigt die Auswertung einer unregelmäßigen Notbremsung mit beladenem Zug. In Analogie zum vorhin beschriebenen Beispiel wurde die Bremsung nach Durchfahrt der Station *Crystals* eingeleitet.

Die Auswertungen zeigen, dass die Spitzenbeschleunigungen am Fahrzeug im Vergleich zum vorhin beschriebenen Lastfall geringer ausfallen, während die dynamischen Seilkraft und der Hub der Spanneinrichtung höhere Amplituden aufweisen. Die Berechnung zeigt wiederum für alle vier ausgewerteten Größen eine hohe Prognosegüte.

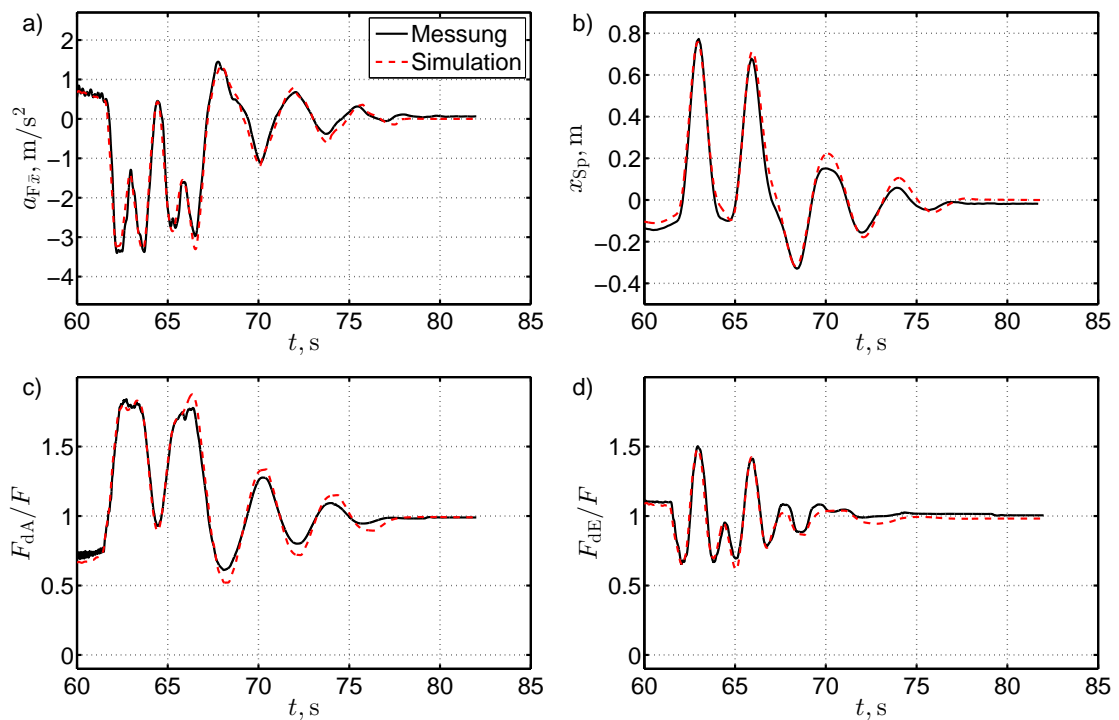


Abb. 3.13: Gemessene und berechnete Systemantwort bei einer ungerichteten Notbremsung (beladener Zug):  
 a) Längsbeschleunigung des Frontwagens  $a_{F\bar{x}}$ ,  
 b) Hub der Spanneinrichtung  $x_{Sp}$ ,  
 c) normierte dynamische Seilkraft im Auslaufbereich der Antriebsscheibe  $F_{dA}/F$ ,  
 d) normierte dynamische Seilkraft im Einlaufbereich der Antriebsscheibe  $F_{dE}/F$

Neben den in Abbildung 3.12 und Abbildung 3.13 dargestellten physikalischen Größen ist der Bremsweg des Zuges von Interesse, da dieser die notwendige Länge des Fahrweges im Bereich der Endstationen bestimmt. Abbildung 3.14 beinhaltet die Auswertung der zurückgelegten Fahrstrecke des Zuges ab dem Bremszeitpunkt  $t_B$  für die beiden oben dargestellten Notbremszenarien (unbelasteter und beladener Zug).

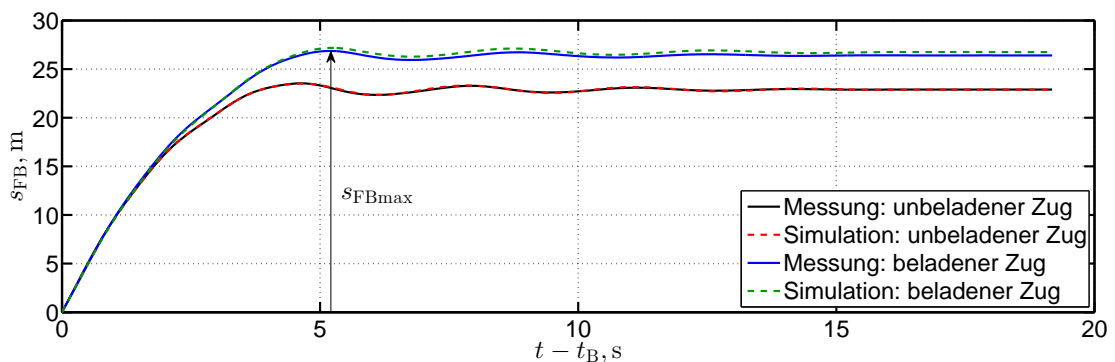


Abb. 3.14: Gemessener und berechneter Bremsweg des Fahrzeuges  $s_{FB}$  bei ungerichteten Notbremsungen (unbelasteter und beladener Zug)

Der längere Bremsweg ergibt sich im beladenen Zustand, wobei dieser durch das Simulationsmodell geringfügig überschätzt wird. Bei der Bestimmung des maximalen Bremsweges der Fahrzeuge  $s_{FB_{max}}$  ist das Überschwingen über den endgültigen Haltepunkt nicht zu vernachlässigen. Die Überschwingweite liegt im vorliegenden Fall bei ca. 0.5 m.

Die für die Anlagenauslegung relevanten Größen hängen neben dem Beladungszustand des Zuges auch maßgeblich von der Bremsposition und der jeweiligen Fahrtrichtung ab. Daher wurden im letzten Schritt des Verifikationsprozesses sechs verschiedene Bremszenarien bei unbeladenem Zug einem Vergleich unterzogen. Gemäß Tabelle 3.3 und Abbildung 3.15 wurden unterschiedliche dynamische Zustände und Bremspositionen des Zuges gewählt, um ein möglichst breites Spektrum an Lastfällen abzudecken.

Tab. 3.3: Initialgeschwindigkeiten des Zuges, Fahrtrichtung und dynamische Zustände vor der Einleitung der unregelmäßigen Notbremsungen

Messfahrt-Nr.	Geschwindigkeit vor der Bremsung	Fahrtrichtung	Dynamischer Zustand vor der Bremsung
1	10.5 m/s	vorwärts	gleichförmige Bewegung
2	10.1 m/s	vorwärts	Beschleunigung
3	9.4 m/s	vorwärts	Verzögerung
4	4.6 m/s	rückwärts	Beschleunigung
5	6.5 m/s	rückwärts	Beschleunigung
6	10.5 m/s	rückwärts	gleichförmige Bewegung

Um Messung und Simulation einem Vergleich zuzuführen, wurden die Maximal- und Minimalwerte der Fahrzeuglängsbeschleunigung, des Hubes der Spanneinrichtung und der dynamischen Seilkraft für jedes Szenario ausgewertet. Für letztere wurde der jeweils größere (bzw. kleinere) Wert der Seilkräfte  $F_{dA}$  und  $F_{dE}$  für den dargestellten Maximalwert (bzw. Minimalwert) herangezogen. In Abbildung 3.16 sind die Ergebnisse für die sechs verschiedenen Notbremsungen sowie der gesamte dynamische Bereich, welcher sich kumulativ aus den Szenarien ergibt, dargestellt.

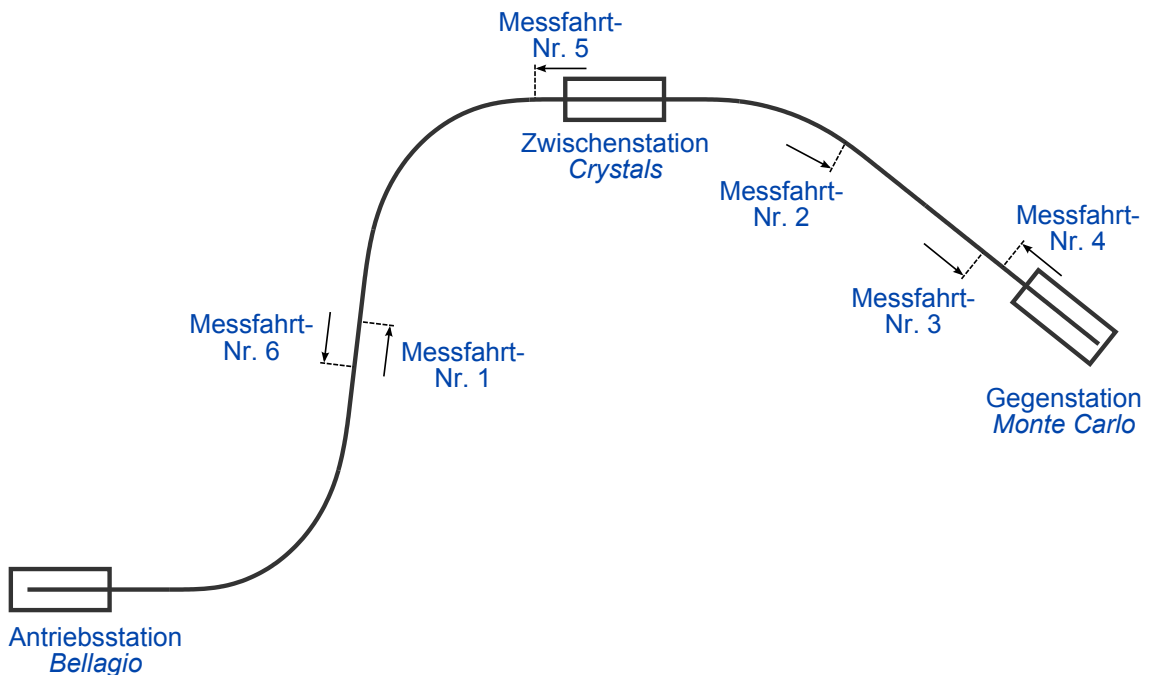


Abb. 3.15: Zugendpositionen bei den unregelmäßigen Notbremsungen gemäß Tabelle 3.3

Aus Abbildung 3.16 a) ist ersichtlich, dass die maximalen Beträge der Fahrzeuglängsbeschleunigungen bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt in einer ähnlichen Größenordnung liegen. Etwas geringer fallen die Werte aus, sobald sich der Zug bereits aufgrund seines standardmäßigen Betriebs in einem Verzögerungszustand befindet (Messfahrt-Nr. 3).

Der Hub der Spanneinrichtung ist sehr stark von der jeweiligen Bremsposition, der Fahrtrichtung und auch vom dynamischen Zustand des Systems vor Einleitung der Bremsung abhängig (Abbildung 3.16 b)). Als Lastfall mit den größten Hüben konnte die Bremsung während der Beschleunigung aus der Station *Monte Carlo* identifiziert werden. Im Gegensatz dazu sind die Wege der Spanneinrichtung bei Bremsungen in der Nähe der Antriebsstation (Messfahrten-Nr. 1 und 6) wesentlich geringer.

Wie Abbildung 3.16 c) zeigt, werden die Minimal- und Maximalwerte der Seilkräfte maßgeblich durch die Dynamik der Spanneinrichtung bestimmt. Das System weist in Bezug auf die resultierenden Seilkräfte eine starke Fahrtrichtungsabhängigkeit auf. So findet bei Rückwärtsfahrt durch die Bewegung der Spanneinrichtung ein Ausgleich der Seilkraft zwischen Zug und Spanneinrichtung statt, wodurch die Seilkraft im Abschnitt zwischen Antrieb und Zug sehr stark absinkt (Messfahrten-Nr. 4 bis 6).

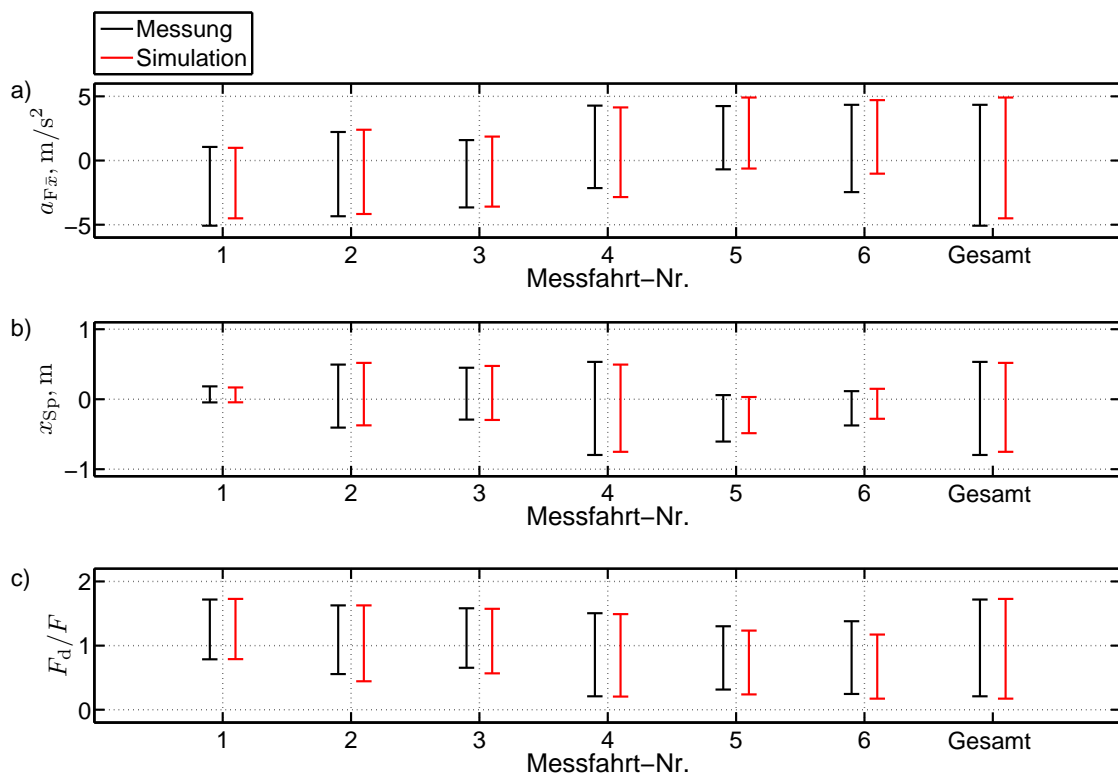


Abb. 3.16: Maximal- und Minimalwerte der relevanten dynamischen Größen bei unterschiedlichen Bremsszenarien gemäß Tabelle 3.3 und Abbildung 3.15:

- Längsbeschleunigung des Frontwagens<sup>42</sup>  $a_{F\bar{x}}$ ,
- Hub der Spanneinrichtung  $x_{Sp}$ ,
- normierte dynamische Seilkraft im Bereich der Antriebsscheibe  $F_d/F$

Die Gegenüberstellung der Maximalwerte von Messung und Berechnung für die verschiedenen Szenarien zeigt eine gute Korrelation. Größere Abweichungen ergeben sich lediglich bei Messfahrt-Nr. 6 beim Rückschwingen des Zuges (negative Fahrzeugbeschleunigung bei Rückwärtsfahrt). In diesem Fall ist die Steifigkeit des kurzen Seilstranges zwischen Zug und Antriebsscheibe maßgebend, wobei dieser Abschnitt durch die bereits erwähnte Seilentlastung besonders niedrige Seilkräfte aufweist. Es ist zu erwarten, dass die Berücksichtigung eines nichtlinearen Seilkraft-Dehnungs-Zusammenhangs eine weitere Erhöhung der Berechnungsgenauigkeit ergeben würde. Für die Anlagenauslegung ist die Beschleunigung beim Rückschwingen jedoch irrelevant, da sie im Allgemeinen betragsmäßig geringer ausfällt als die Beschleunigung unmittelbar nach der Bremsseinleitung.

<sup>42</sup> Der Beschleunigungssensor wurde gemäß dem Fahrzeugkoordinatensystem in Abbildung 2.13 ausgerichtet. Demzufolge resultieren aus einer Bremsung bei Rückwärtsfahrt positive Beschleunigungswerte am Fahrzeug.

Die kumulierte Betrachtung aller Lastfälle in Abbildung 3.16 lässt den Schluss zu, dass die für die Systemauslegung relevanten Größen mit einer ausreichenden Prognosegüte vorausberechnet werden können und das Simulationsmodell als verifiziert angesehen werden kann.

In diesem Kapitel wurde somit anhand des Beispiels *MGM CityCenter Shuttle* nachgewiesen, dass das entwickelte Simulationsmodell für die Berechnung der Dynamik von seilbetriebenen APM gültig ist. Es wurde dabei bereits punktuell auf die möglichen Anwendungsbereiche der Berechnungsmethode eingegangen. Im nachfolgenden Kapitel wird die Anwendung der Methodik detaillierter beschrieben und um bisher nicht erwähnte Aspekte ergänzt.



---

## 4 Anwendung

In Folge der Herleitung und Verifikation des Antriebsstrangmodells stellt sich abschließend die wichtige Frage, inwieweit die entwickelte Methodik zur Beantwortung von ingenieurmäßigen Fragestellungen herangezogen werden kann. Nicht zuletzt durch die Implementierung des Modells in kommerzielle MKS-Software ergibt sich ein breites Anwendungsspektrum, auf welches nachfolgend in zwei gesonderten Abschnitten eingegangen wird.

### 4.1 Berechnung der Systemdynamik bei Standardbetrieb

Der Standardbetrieb von seilbetriebenen APM kann wie eingangs erwähnt durch die gängigen Berechnungsmethoden im Seilbahnwesen zu einem Teil mit guter Genauigkeit vorausberechnet werden. Dies umfasst die auftretenden dynamischen Seilkräfte und die Antriebs- und Bremsmomente, welche zum Beschleunigen und Verzögern des Systems erforderlich sind. Die Vorteile der in dieser Arbeit beschriebenen Methodik kommen jedoch dann zum Tragen, wenn die Seiltriebselastizität eine Rolle spielt (z. B. bei Fahrzeuglängsschwingungen) oder die Betriebslasten und die Lateralodynamik der Fahrzeuge im Fokus stehen.

#### 4.1.1 Reduktion von Fahrzeuglängsschwingungen

Fahrzeuglängsschwingungen bei seilbetriebenen APM sind zu einem Teil auf das eingesetzte Regelsystem zurückzuführen. Wie in der Seilbahntechnik üblich, wird nämlich nicht die Fahrzeuggeschwindigkeit als Regelgröße herangezogen, sondern die Drehzahl einer nicht angetriebenen Seilscheibe in der Antriebsstation. Die Regelung des Drehmomentes der Antriebsmaschinen erfolgt also durch den Soll-Ist-Vergleich dieser Drehzahl, welche proportional zur Seilgeschwindigkeit in der Antriebsstation ist.

Aufgrund der elastischen Kopplung über das Seil kann jedoch die Fahrzeugbewegung beim Beschleunigen und Verzögern insbesondere bei langen Anlagen erheblich von der Antriebsbewegung abweichen. Die resultierenden Schwingungen können zum einen bereits nach dem Beschleunigen aus der Station heraus zu spürbaren Einschränkungen

des Fahrkomforts führen. Zum anderen sind diese beim Einfahren in die Station – wie bereits im Kapitel „Verifikation“ erläutert wurde – vor allem für die punktgenaue und schnelle Fahrzeugpositionierung in der Station nachteilig.

Die Reduktion der Fahrzeuglängsschwingungen kann im Wesentlichen durch zwei Ansätze erfolgen:

1. Der Sollgeschwindigkeitsverlauf des Antriebs wird so gestaltet, dass die Schwingungen unterdrückt werden.
2. Das reale Regelsystem wird so ausgelegt, dass die Fahrzeuggeschwindigkeit bzw. -beschleunigung als Regelgrößen herangezogen werden und die Längsschwingungen direkt durch den Antriebsregler reduziert werden.

Der erstgenannte Punkt ist für bereits bestehende Regelsysteme bzw. Anlagen technisch einfach zu implementieren. Mit dem entwickelten Modell steht eine Methode zur Verfügung, mit der die Fahrzeugreaktionen auf unterschiedliche Sollvorgaben für den Antrieb effizient im Voraus berechnet und bewertet werden können, worauf im Rahmen des folgenden Beispiels kurz eingegangen wird.

In Abbildung 4.1 ist die gemessene und berechnete Dynamik eines seilbetriebenen APM<sup>43</sup> beim Beschleunigen<sup>44</sup> aus der Gegenstation abgebildet. Abbildung 4.1 a) zeigt in schwarz den Verlauf der Antriebsgeschwindigkeit beim Beschleunigen, welche im Zuge einer Messung an der realen Anlage bestimmt wurde. In einem ersten Schritt wurde dieser Verlauf als Eingabegröße für die Simulation herangezogen und das resultierende Antriebsmoment, die Geschwindigkeit und die Längsbeschleunigung eines Fahrzeuges im Zugverband berechnet (Abbildung 4.1 b)–d)). Die Gegenüberstellung zeigt, dass durch die Berechnung die tieffrequente Längsschwingung beim Beschleunigen aus der Station in Bezug auf Amplitude und Periodendauer gut prognostiziert wird (Abbildung 4.1 d)).

In der Folge wurde in einer Variantenrechnung versucht, einen Verlauf für die Antriebsgeschwindigkeit zu finden, welcher zum einen die Längsschwingung unterdrückt und bei etwa gleichen Maximalbeschleunigungen ein schnelleres Anfahren ermöglicht. In Abbildung 4.1 a) ist in blau der Verlauf der Antriebsgeschwindigkeit für diese Variante dargestellt. Die Charakteristik wurde so gewählt, dass das Anfahren im Vergleich zur gemessenen Funktion im unteren Geschwindigkeitsbereich mit geringerer Beschleunigung und im oberen Geschwindigkeitsbereich mit einer höheren Beschleunigung erfolgt.

---

<sup>43</sup> Die hier betrachtete Anlage weist eine Systemlänge von ca. 3 km und einen vierteiligen Zug auf.

<sup>44</sup> Die im Folgenden beschriebene Methodik lässt sich in analoger Weise auf das Abbremsen und Einfahren in die Station anwenden.

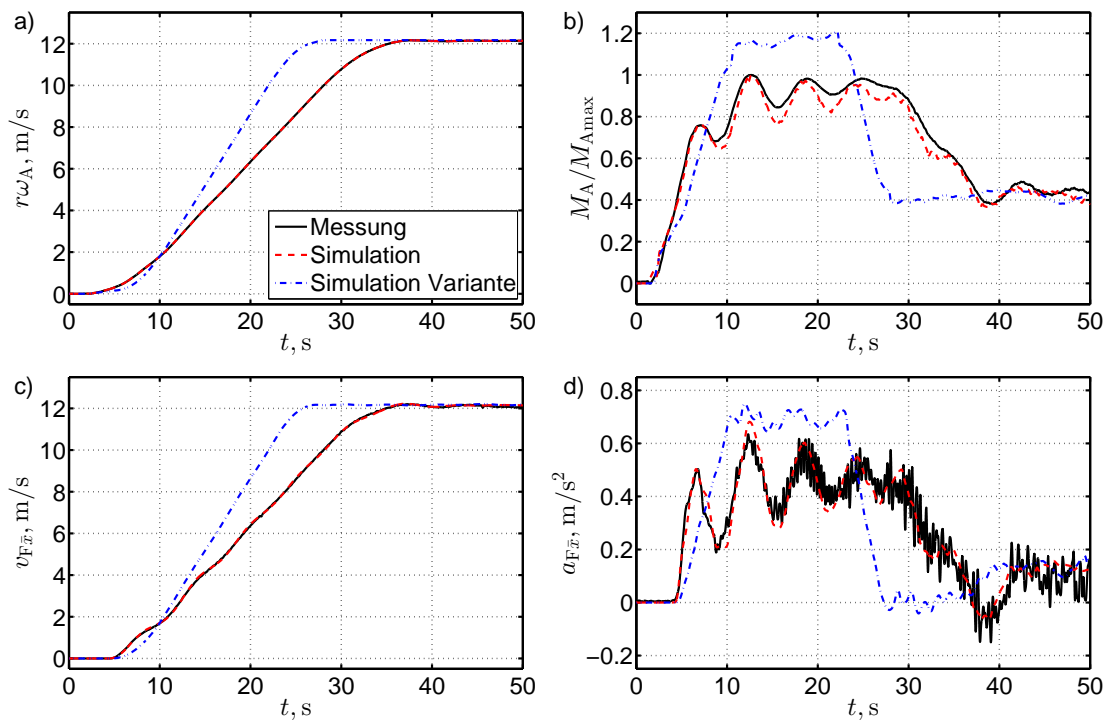


Abb. 4.1: Systemantwort eines seilbetriebenen APM beim Beschleunigen aus der Gegenstation:

- a) Antriebsgeschwindigkeit  $r\omega_A$ ,
- b) auf den gemessenen Maximalwert normiertes Antriebsmoment  $M_A/M_{Amax}$ ,
- c) Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_{F\bar{x}}$ ,
- d) Fahrzeuglängsbeschleunigung  $a_{F\bar{x}}$ <sup>45</sup>

Aus Abbildung 4.1 d) ist ersichtlich, dass durch die veränderte Antriebsfunktion die tiefrequenten Fahrzeuglängsschwingungen zur Gänze unterdrückt werden. Darüber hinaus kann durch die stärkere mittlere Beschleunigung die Zeitdauer zum Durchfahren der ursprünglichen Anfahrstrecke um 10 % reduziert werden.

Durch dieses Beispiel kann somit dargelegt werden, dass durch die Anwendung der entwickelten Methodik seilbetriebene APM-Systeme in Bezug auf den Fahrkomfort maßgeblich verbessert werden können. Zudem ist eine Steigerung der Förderleistung vor allem bei kurzen Haltstellenabständen zu erwarten, wenn das verbesserte Beschleunigungs- und Verzögerungsverhalten der Anlage die Fahrzeit zwischen den Stationen entscheidend verkürzt. Die verbesserte Leistungsfähigkeit erfordert allerdings größere Antriebsmaschinen, was aus dem Antriebsmomentenverlauf in Abbildung 4.1 b) ersichtlich ist.

<sup>45</sup> Die Fahrzeuglängsbeschleunigungen wurden in Abweichung zum Standardfilter mit einem Butterworth-Tiefpassfilter 6. Ordnung mit einer Grenzfrequenz  $f_c$  von 3 Hz gefiltert, um höherfrequente Anteile in den Messdaten stärker zu unterdrücken. Der Anstieg der Beschleunigungen bei  $t$  größer als 40 s ist auf Anteile des  $g$ -Vektors aufgrund einer einsetzenden Steigfahrt zurückzuführen.

Ein wichtiger Punkt bei der Reduktion von Fahrzeuglängsschwingungen ist, dass das Schwingungsverhalten des Zuges von der Gesamtmasse und somit von der Beladung abhängt. Demzufolge kann die optimale Sollvorgabe für die Antriebsgeschwindigkeit nur für eine bestimmte Beladung gefunden werden. Steht die Beladungsinformation jedoch beispielsweise durch die Luftfederbelastung als Eingabegröße in der Antriebssteuerung zur Verfügung, so kann die Sollvorgabe durch die Auswahl eines entsprechenden Beschleunigungsverlaufs aus einem Kennfeld der jeweiligen Beladung angepasst werden.

Als zweite Möglichkeit zur Reduktion von Fahrzeuglängsschwingungen wurde obenstehend die Änderung des Regelkonzeptes genannt. Durch das Heranziehen der Fahrzeuggeschwindigkeit oder -beschleunigung als Regelgröße könnten Schwingungen des Zuges direkt durch das Regelsystem unterdrückt werden. Voraussetzung hierfür ist zum einen die sichere Messung und Übertragung der Regelgröße vom Zug zur Anlagensteuerung und zum anderen ein Simulationsmodell, welches die Wahl des richtigen Reglertyps und in der Folge der richtigen Regelparameter erlaubt. Letzteres ist durch das in dieser Arbeit entwickelte Berechnungsmodell erfüllt.

In diesem Zusammenhang ist die Implementierung des Antriebsstrangmodells in *SIMPACK* insofern von Vorteil, als dass hier zahlreiche Elemente zur Abbildung eines Regelsystems (Regler, Aktuatoren, Filter, Störgrößen, ...) standardmäßig zur Verfügung stehen. Darüber hinaus existiert eine Schnittstelle zu *Matlab/Simulink*. *Simulink* im Speziellen ermöglicht die Abbildung von komplexen Regelsystemen, wobei durch Co-Simulation das *SIMPACK*-Gesamtanlagenmodell eingebunden und die Reglereinstellung optimiert werden kann.

### 4.1.2 Lateraldynamik und Betriebslasten der Fahrzeuge

Die Lateraldynamik der Fahrzeuge im Standardbetrieb ergibt sich aus einem komplexen Zusammenspiel aus Fahrzeug, Fahrweg und Seiltrieb. So wird die laterale Fahrdynamik während der Bogenfahrt maßgeblich durch die Trassierung (Krümmungsänderung, Überhöhung) bestimmt. Hinzu kommen höherfrequente Anregungen der Fahrzeuge, welche sich aus lateralen Gleislagefehlern bzw. Spurweitenänderungen ergeben. Die Fahrzeug-Fahrweg-Interaktion findet – wenn man beispielhaft das Fahrzeug des Herstellers *DCC* betrachtet – primär über die Radialkräfte der Spurführungsrollen und in geringerem Maße über die Reifenseitenkräfte statt. Als dritte Interaktionskraft kommt der laterale Anteil der Seilkraft hinzu, welcher sich aus dem Prinzip des Seilabhebens bei Rollenüberfahrt ergibt (Abbildung 2.12 b)).

Die MKS-Software bietet nun zum einen die Möglichkeit, den Fahrweg und die Fahrzeuge sehr detailliert zu modellieren (Abbildung 4.2), und zum anderen stellt die Anwendung des in dieser Arbeit entwickelten Antriebsstrangmodells sicher, dass die Seilkräfte im Bereich der Fahrzeuge betrag- und richtungsmäßig mit guter Genauigkeit in die Fahrwerke eingeleitet werden. Somit befinden sich nichtlineare Koppellemente (z. B. Elastomerbauteile der Spurführungsrollen) im richtigen Arbeitsbereich. Dies spielt für das mechanische Übertragungsverhalten vom Fahrweg bis in den Wagenkasten eine wichtige Rolle. Folglich ist durch die Anwendung des Antriebsstrangmodells auch eine höhere Prognosegüte im Hinblick auf die Fahrkomfortbewertung gemäß den *APM-Standards* [1] und den *ACGIH-Normen* [6] zu erwarten.

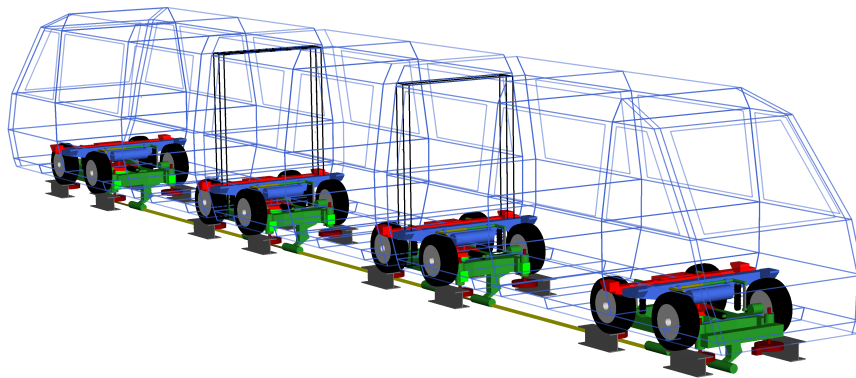


Abb. 4.2: Detailliertes MKS-Modell eines dreiteiligen Zuges mit Jacobs-Fahrwerken in *SIMPACK*

In Bezug auf die Berechnung der Betriebslasten im Fahrzeug bestehen ähnliche Zusammenhänge. Aus mechanischer Sicht ergibt sich bei allen mit Seilklemmen ausgestatteten Fahrzeugen in Längsrichtung eine Parallelschaltung des Seiles mit der Fahrzeugstruktur. Beim Durchfahren von Bögen bzw. Wannen und Kuppen wird die Aufteilung der Lastflüsse aus der Seilsteifigkeit und der Steifigkeit der Koppellemente im Fahrzeug bestimmt.

Durch die Anwendung des Antriebsstrangmodells werden wie oben erwähnt die Seilkräfte im Bereich des Zuges realitätsnah in die Fahrwerke eingeleitet. Im Verbund mit detaillierten Fahrzeugmodellen können daher die resultierenden Schnittlasten mit guter Genauigkeit vorausberechnet und mit einer nachgeschalteten Betriebsfestigkeitsbewertung Optimierungen an der Fahrzeugkonstruktion vorgenommen werden.

## 4.2 Berechnung der Systemdynamik bei Notbremssituationen

In dieser Arbeit wurde bereits mehrmals die Relevanz des Lastfalles der Notbremsung in Bezug auf die Systemauslegung betont. Wie in Kapitel 3 „Verifikation“ beschrieben wurde, können durch das Simulationsmodell die Fahrzeugbewegung zum einen und die auftretenden Lasten bzw. die Dynamik der Spanneinrichtung zum anderen mit einer hohen Prognosegüte berechnet werden. Die Anwendung des Modells zur Bestimmung der genannten Größen wird in den folgenden Unterabschnitten näher beleuchtet.

### 4.2.1 Fahrzeuglängsbeschleunigung und maximaler Bremsweg

Die maximal zulässigen Fahrzeuglängsbeschleunigungen sind wie in der Einleitung erwähnt durch die *APM-Standards* definiert. Analog zur Abstimmung der Antriebsregelung im Standardbetrieb konnten bis dato die Maximalbeschleunigungen und somit die Einhaltung der Norm erst an der realen Anlage durch Versuchsfahrten bestimmt werden. Lagen dabei die Messwerte über dem Grenzwert, so musste das Bremsmoment entsprechend reduziert werden. Eine Verringerung des Bremsmomentes geht jedoch mit der Verlängerung des Bremsweges einher, wodurch im Bereich der Endstationen entsprechende Reserven in der Gleislänge eingeplant werden mussten. Diese Vorgehensweise ist mit erheblichen Kosten verbunden, da nicht nur die experimentelle Bremsenabstimmung an der fertigen Anlage aufwendig ist, sondern auch jeder Meter Gleis, welcher in den Endstationen als unnötige Reserve verbaut wird, die Anlagenkosten maßgeblich erhöht. Das in dieser Arbeit entwickelte Berechnungsmodell ermöglicht eine schnelle und kostengünstige virtuelle Bremsenabstimmung, was im folgenden Beispiel exemplarisch dargestellt wird.

Im betrachteten Fall wurde an derselben Anlage, welche bereits in Abschnitt 4.1.1 behandelt wurde, die Systemdynamik einer ungeregelten Notbremsung messtechnisch erfasst. In Abbildung 4.3 a) ist in schwarz die gemessene Fahrzeuglängsbeschleunigung dargestellt. Abbildung 4.3 b) beinhaltet denselben Zeitverlauf, welcher allerdings gemäß dem *APM-Standard* gefiltert wurde.

Es ist ersichtlich, dass in diesem Fall aufgrund der tieffrequenten Schwingung mit 0.27 Hz die Filterung nach dem *APM-Standard* (Tiefpass-Grenzfrequenz bei 0.5 Hz) nur eine geringe Reduktion der Spitzenwerte bewirkt und die resultierenden Maximalbeschleunigungen betragsmäßig deutlich über dem Grenzwert liegen. Die tieffrequente Längsschwingung des Zuges resultiert aus der Tatsache, dass die Bremsposition sehr weit von der Antriebsstation entfernt liegt und somit die effektive Steifigkeit des Seilstranges zwischen Antrieb und Zug sehr niedrig ist.

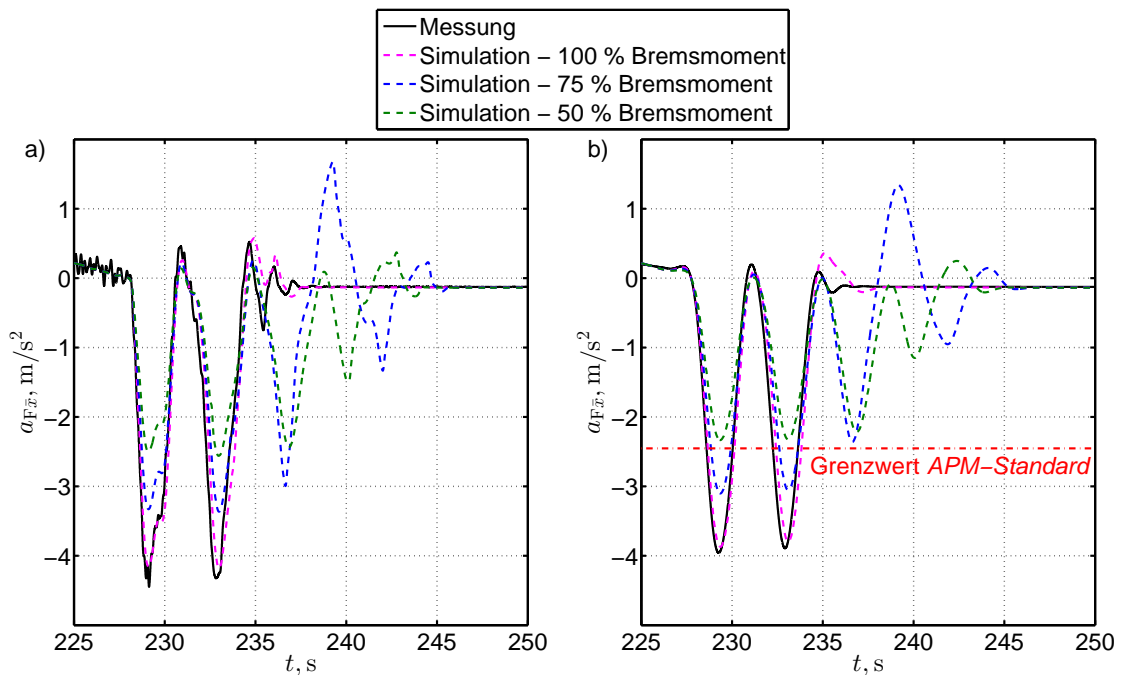


Abb. 4.3: Verlauf der Fahrzeuglängsbeschleunigungen bei unterschiedlichen Bremsmomenten:  
 a) Filterung der Zeitverläufe mit Standardfilter,  
 b) Filterung der Zeitverläufe gemäß *APM-Standard*

Es sollte nun mit Hilfe der Simulation eruiert werden, inwieweit das Bremsmoment reduziert werden muss, so dass der Grenzwert nicht überschritten wird, bzw. welche Verlängerung des Bremsweges sich dabei ergibt. In einem ersten Schritt wurde die Korrelation von Messung und Simulation überprüft, indem das real wirkende Bremsmoment in der Simulation als Eingabegröße herangezogen wurde. Es zeigt sich in Bezug auf die Amplituden und Schwingungsdauern eine sehr gute Übereinstimmung (Kurve „100 % Bremsmoment“ in Abbildung 4.3). Lediglich im Ausschwingverhalten am Ende der Bremsung ergeben sich Abweichungen, welche allerdings für die Bremsenabstimmung irrelevant sind.

In weiteren Berechnungen wurde das Bremsmoment auf 75 % und schließlich auf 50 % des Ausgangswertes reduziert. Die Auswertungen zeigen, dass erst mit dem halbierten Bremsmoment der Grenzwert betragsmäßig unterschritten wird, wobei sich dabei eine Verlängerung des Bremsweges um 66 % im Vergleich zur Basisvariante ergibt.

Die beschriebene Parametervariation kann zukünftig in analoger Weise bei der Projektierung von neuen Anlagen durchgeführt werden. Wichtig ist hierbei, unterschiedliche Lastfälle bezüglich Beladung, Fahrtrichtung und Bremsposition zu analysieren, um das Worst-Case-Szenario zu identifizieren und das Bremsmoment für die unregelmäßige Bremsung so

zu wählen, dass man für alle betriebsmäßig möglichen Fälle innerhalb der Grenzwerte liegt. Ist diese Forderung erfüllt, so kann der Bremsweg ausgewertet und die Gleislänge in den Endstationen entsprechend definiert werden.

Insbesondere bei Anlagen mit großen Systemlängen können sich bei normgerechter Bremsenabstimmung wie im hier gezeigten Beispiel entsprechend lange Bremswege ergeben. Daher wird in aktuellen Entwicklungen angedacht, nicht nur in der Antriebsstation sondern zusätzlich auch in der Gegenstation mechanische Bremsen anzuordnen, um das Bremsverhalten der Anlage vor allem bei unregelmäßigen Bremsungen zu verbessern. Das Berechnungsmodell erlaubt naturgemäß auch die technische Analyse derartiger Bremsenanordnungen. Umgekehrt gilt dies natürlich auch für die Installation von Antriebsmotoren in mehreren Stationen für die Verbesserung der Dynamik im Standardbetrieb.

In dieser Arbeit wurde bisher ausschließlich der Fall der unregelmäßigen Bremsung betrachtet, da dieser im Allgemeinen den maßgeblichen Lastfall für die Anlagenauslegung darstellt. Darüber hinaus kommen bei seilbetriebenen APM jedoch ähnlich wie bei ABS-Systemen von Kraftfahrzeugen auch geregelte Bremssysteme zum Einsatz, welche eine möglichst konstante Fahrzeugverzögerung bewirken sollen. Die Abstimmung dieser Systeme ist – analog zur Optimierung der Fahrzeugbewegung im Standardbetrieb – aufgrund der Elastizität des Seiltriebs technisch sehr anspruchsvoll. Das vorgestellte Modell kann jedoch auch hier bei der Reglerauslegung entscheidende Vorteile bringen.

### 4.2.2 Spitzenlasten und Hub der Spanneinrichtung

Das Szenario der Notbremsung verursacht naturgemäß auch die größten und kleinsten Seilkräfte sowie den maximalen Hub der Spanneinrichtung. Diese Größen können anhand der im vorangegangenen Abschnitt dargestellten Notbremssimulationen bestimmt werden, sobald eine normgerechte Bremsenabstimmung erfolgt ist.

Im Hinblick auf die maximale Seilkraft kann zunächst überprüft werden, ob eine ausreichende Seilsicherheit gegeben ist. Auf der anderen Seite sind zu starke Seilkraftverluste wie in der Einleitung erwähnt aus mehreren Gründen unerwünscht. Einerseits können Schäden am Seilspleiß<sup>46</sup> auftreten und andererseits ist die Gefahr einer Seilentgleisung bzw. einer Kollision mit angrenzenden Bauteilen aufgrund der größeren Durchhänge erhöht. Neben dem wirkenden Bremsmoment hat die Anordnung und Ausführung der Spanneinrichtung einen entscheidenden Einfluss auf diesen unerwünschten Seilkraftabfall. Mit Hilfe des Simulationsmodells können derartige Systemeigenschaften frühzeitig

---

<sup>46</sup> Zur Herstellung von endlosen Seilschleifen wird im Seilbahnbau ausschließlich der so genannte Langspleiß eingesetzt [43]. Hierbei werden im Bereich der Spleißknoten Teile der Seileinlage entfernt und die Litzen ins Seilinnere geführt (Einsteckenden). Die Kraftübertragung am Spleiß erfolgt ausschließlich durch Reibschluss und ist nur dann sichergestellt, wenn eine entsprechende Seilzugkraft wirkt und diese eine Klemmung der Einsteckenden hervorruft. Bei einer starken Seilentlastung kann es somit zu einem Rutschen der Einsteckenden und einer entsprechenden Schädigung des Seilspleißes kommen.



erkannt und entsprechende Gegenmaßnahmen wie z. B. der Einsatz einer Spanneinrichtungsdämpfung eingeleitet werden.

Die Auswirkung einer derartigen Spanneinrichtungsdämpfung auf die Systemdynamik soll exemplarisch anhand der im Folgenden beschriebenen Berechnung dargelegt werden. Als Referenzanlage wird wie im Kapitel „Verifikation“ das *MGM CityCenter Shuttle* herangezogen, da die Spanneinrichtung in diesem Fall aufgrund der technischen Ausführung als direkte Gewichtsspannung (Abbildung 2.14) eine hohe Dynamik aufweist. Wie bereits erwähnt, kommt es bei diesem Spanneinrichtungstyp zu einer Entlastung des Seilstranges zwischen Zug und Antriebsscheibe, wenn die Notbremsung bei negativer Fahrtrichtung (Zug bewegt sich von der Spanneinrichtung weg) eingeleitet wird (Abbildung 4.4 c)).

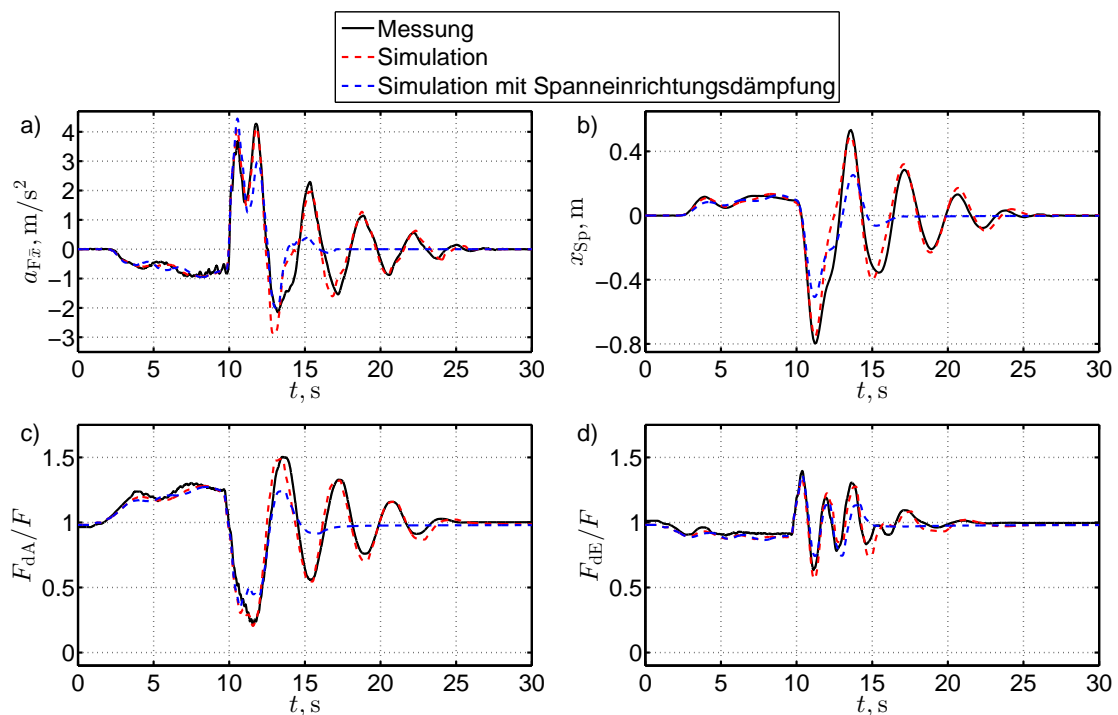


Abb. 4.4: Systemantwort bei einer ungeregelten Notbremsung (unbelasteter Zug)

– Simulation mit Spanneinrichtungsdämpfung:

a) Längsbeschleunigung des Frontwagens<sup>47</sup>  $a_{F\bar{x}}$ ,

b) Hub der Spanneinrichtung  $x_{Sp}$ ,

c) normierte dynamische Seilkraft im Auslaufbereich der Antriebsscheibe  $F_{dA}/F$ ,

d) normierte dynamische Seilkraft im Einlaufbereich der Antriebsscheibe  $F_{dE}/F$

<sup>47</sup> Der Beschleunigungssensor wurde gemäß dem Fahrzeugkoordinatensystem in Abbildung 2.13 ausgerichtet. Demzufolge resultieren in diesem Fall aus der Bremsung bei Rückwärtsfahrt positive Beschleunigungswerte am Fahrzeug.

Die Berechnung mit einem linearen viskosen Element ( $d_{Sp} = 50 \text{ kNs/m}$ ) als Spanneinrichtungsdämpfer zeigt, dass der Seilkraftabfall auf 35 % der Grundspannkraft – im Vergleich zu 21 % bei der Variante ohne Dämpfer – begrenzt werden kann (blaue und rote Kurven in Abbildung 4.4 c)). Neben dem geringeren Seilkraftabfall zeigt sich auch ein geringerer Hub der Spanneinrichtung (Abbildung 4.4 b)). Des Weiteren ist aus Abbildung 4.4 a) ersichtlich, dass sich der Verlauf der Fahrzeuglängsbeschleunigung insbesondere in Bezug auf das Ausschwingverhalten maßgeblich ändert. Der Spitzenwert unmittelbar nach der Bremsung, welcher für die Bremsenauslegung relevant ist, bleibt allerdings nahezu unverändert.

Das angeführte Beispiel zeigt, dass technische Änderungen zur Verbesserung der Systemdynamik (z. B. Reduktion des Seilkraftabfalles) mit der vorgestellten Methode sehr einfach analysiert werden können. Dabei ist in Bezug auf die praktische Umsetzung wichtig, mit der gesetzten Maßnahme auch andere Lastfälle umfassend zu simulieren. Unter Umständen können sich nämlich bei geänderter Fahrtrichtung unerwünschte dynamische Effekte ergeben. In Bezug auf das betrachtete Beispiel wäre dann beispielsweise ein Dämpfer mit unterschiedlicher Zug- und Druckstufencharakteristik erforderlich.

Hinsichtlich der praktischen Anwendung des Modells ist des Weiteren zu erwähnen, dass sich neben den in den Beispielen dargestellten Seilkräften weitere resultierende Kräfte wie beispielsweise die Spitzenlasten auf die seilführenden Komponenten oder auf die Fahrzeugkomponenten ergeben. Dies sind grundlegende Daten für die konstruktive Auslegung des Systems.

Der maximale Hub der Spanneinrichtung ist wie mehrmals erwähnt für die Auslegung des Spannweges von Interesse, welcher die Stationsgröße maßgeblich mitbestimmt. Im Zuge der technischen Analyse der Anlagen hat sich gezeigt, dass die verschiedenen technischen Ausführungen der Spanneinrichtungen sehr unterschiedliche Charakteristika besitzen. So weisen beispielsweise gespannte Brückenantriebe – wie in Abbildung 1.5 dargestellt – wesentlich geringere Hübe auf als direkte Spanneinrichtungen (Abbildung 2.14). Dies ist zum einen auf die wesentlich größere bewegte Masse zurückzuführen und zum anderen besitzen die zur Kraftumsetzung erforderlichen Hydraulikzylinder ein ausgeprägtes Stick-Slip-Verhalten. Umgekehrt ergeben sich aus diesem Verhalten – wie im vorangehenden Beispiel beschrieben – auch geänderte Seilkräfte. Stehen jedoch die entsprechenden Parameter wie beispielsweise der Reibwert der Hydraulikzylinder zur Verfügung, so kann unter Anwendung der MKS-Modellierungselemente auch dieses dynamische Verhalten ausreichend genau berechnet werden.

Neben den verschiedenen Anwendungsgebieten ist für den praktischen Einsatz auch die erforderliche Rechenzeit relevant. In Bezug auf die Recheneffizienz kann festgehalten werden, dass mit der in dieser Arbeit eingesetzten Hardware<sup>48</sup> das Echtzeit-Rechenzeit-

---

<sup>48</sup> Die Berechnungen wurden mit einer *Intel Xeon* CPU mit 2.4 GHz Taktfrequenz und 3.48 GB RAM durchgeführt.

Verhältnis für die Simulation einer 3 km langen Anlage bei ca. 1:70 liegt. Für Vorauslegungen stehen jedoch auch vereinfachte Modelle<sup>49</sup> zur Verfügung [44]. Diese Modelle sind bei etwas reduzierter Berechnungsgenauigkeit<sup>50</sup> bei den gängigen Anlagendimensionen nahezu echtzeitfähig (Echtzeit-Rechenzeit-Verhältnis von 1:1.3).

Zusammenfassend kann in Bezug auf die Anwendung gesagt werden, dass sich ein breites Einsatzspektrum für die entwickelte Methodik ergibt. Mit dem Simulationsmodell können die gängigen Auslegungsberechnungen in der frühen Entwicklungsphase mit einer wesentlich höheren Genauigkeit als bisher durchgeführt werden bzw. können Abstimmungstätigkeiten, welche bisher nur an der fertigen Anlage experimentell erfolgen konnten, nun rechnerisch durchgeführt werden. Aufgrund der guten Prognosegüte des Modells kann erwartet werden, dass die messtechnische Abstimmung der fertigen Anlage in einem wesentlich geringeren Umfang als bisher erfolgen kann.

---

<sup>49</sup> Neben dem in dieser Arbeit vorgestellten Antriebsstrangmodell, welches die dreidimensionale Modellierung eines seilbetriebenen APM ermöglicht, wurden noch zwei vereinfachte Modelle entwickelt. Das einfachste Modell berücksichtigt ausschließlich die Längsbewegung des Zuges, wobei die dissipative Wirkung und die Trägheiten der Seilrollen über die Seillänge verschmiert werden. Die zweite Variante entspricht großteils der Modellierungstiefe des hier vorgestellten Seilmodells. Als Vereinfachung wird wiederum nur die geradlinige Bewegung des Zuges berücksichtigt.

<sup>50</sup> Das Ausmaß des Genauigkeitsverlustes hängt von der jeweiligen Anlagentopologie ab.

---

## 5 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde ein Antriebsstrangmodell für die dynamische Simulation von seilbetriebenen, automatischen Personentransportsystemen entwickelt. Diese Nahverkehrssysteme wurden in den letzten Jahren vermehrt auf Distanzen bis 3 km auf Flughäfen und im städtischen Bereich eingesetzt. Dabei zeigte sich im Zuge der Systementwicklung, dass die Berechnungsmethoden insbesondere in Bezug auf die dynamischen Vorgänge bei Notbremssituationen noch nicht in wünschenswerter Tiefe erarbeitet sind. Aus dieser Erkenntnis ergab sich die Zieldefinition dieser Arbeit, nämlich ein Antriebsstrangmodell für die Vorausberechnung der genannten dynamischen Effekte zu entwickeln. Nachdem die Berechnung der Fahrzeug-Fahrweg-Interaktion mit Hilfe von Mehrkörpersystemen Stand der Technik ist, lag der Schluss nahe, das Modell speziell für die Anwendung in kommerzieller MKS-Software abzuleiten.

Im ersten Schritt wurde eine technische Analyse des Transportsystems durchgeführt. Dabei konnte festgestellt werden, dass für die Systemdynamik vor allem die Longitudinalschwingung des zum Antrieb eingesetzten Seiles maßgebend ist. In der Folge wurde im mechanischen Ersatzmodell die transversale Bewegung des Seiles vernachlässigt. Die daraus folgende eindimensionale Betrachtungsweise und ein linearer Seilkraft-Dehnungs-Zusammenhang führten zu einer modifizierten eindimensionalen Wellengleichung. Diese partielle Differentialgleichung konnte durch Anwendung der Galerkinschen Methode und eines Finite-Elemente-Ansatzes in ein gewöhnliches, gekoppeltes Differentialgleichungssystem übergeführt werden. Dies war die Grundlage für die Implementierung in die MKS-Software *SIMPACK*.

In weiteren Verallgemeinerungsschritten wurden die Randbedingungen bei dreidimensionaler Fahrzeugbewegung erarbeitet sowie die Interaktion mit einer Spanneinrichtung berücksichtigt. Darüber hinaus konnte eine effiziente Methode zur Berücksichtigung der Trägheit und des Rollwiderstandes der Seilrollen erarbeitet werden.

Die genannten Schritte waren die Grundlage für den Aufbau eines Gesamtanlagenmodells, welches großteils durch Herstellerangaben, aber auch durch quasistatische und stationäre Versuche parametrisiert wurde. Die Berechnungsergebnisse des parametrisierten Modells wurden mit Messdaten verglichen, welche im Zuge von dynamischen Versuchen an einer realen Anlage erfasst wurden. Durch den Vergleich zwischen Simulations- und Messergebnissen konnte dargelegt werden, dass das Berechnungsmodell trotz zahlreicher Vereinfachungen eine gute Prognosegüte in Bezug auf die Systemdynamik aufweist.

Dieser Nachweis konnte sowohl für die virtuelle Nachstellung des Standardbetriebs als auch für das Szenario der Notbremssituation geführt werden.

Im Zuge der Verifikation kristallisierte sich der Seilelastizitätsmodul als sensitivster Modellparameter in Bezug auf die Berechnungsgenauigkeit heraus. Demzufolge ist auf die genaue Bestimmung dieses Parameters beim quasistatischen Zugversuch besonders Wert zu legen. Für eine weitere Steigerung der Prognosegüte ist aus ähnlichem Grund die Abbildung des nichtlinearen Seilkraft-Dehnungs-Zusammenhangs als naheliegender Schritt zu nennen. Die Modellierung der transversalen Seilbewegung erscheint bei seilbetriebenen APM zunächst sekundär und ist erst nach der Implementierung des nichtlinearen Seilkraftgesetzes zu empfehlen.

Aufgrund der Implementierung in kommerzielle MKS-Software ergibt sich für die Methodik ein breites Einsatzspektrum. So konnte beispielhaft in dieser Arbeit aufgezeigt werden, dass durch den Einsatz des Simulationsmodells die Längsdynamik des Transportsystems hinsichtlich Fahrkomfort und Förderleistung wesentlich verbessert werden kann. Darüber hinaus kann von einer verbesserten Berechnungsgenauigkeit für die Betriebslasten und die Lateraldynamik der Fahrzeuge ausgegangen werden, woraus sich in weiterer Folge das Potenzial einer verbesserten konstruktiven Auslegung sowie einer verbesserten Abstimmung in Bezug auf den lateralen Fahrkomfort ergibt.

Der größere Schritt im Hinblick auf die Prognosegüte ist allerdings für den Lastfall der Notbremssituationen zu erwarten. Bereits in einer früheren Arbeit des Autors konnte dargelegt werden, dass bei seilbetriebenen APM die Seilkraftberechnung mit einer starren Betrachtungsweise des Seiles und der Vernachlässigung der Dynamik der Spanneinrichtung unzureichend ist [44]. Im Rahmen dieser Arbeit wurde gezeigt, dass die Berücksichtigung der Seilelastizität und die Modellierung der Spanneinrichtung nicht nur zu einer quantitativ guten Vorhersage der dynamischen Seilkräfte, sondern auch der maximalen Fahrzeuglängsbeschleunigung führen. Darüber hinaus werden der Bremsweg und der maximale Hub der Spanneinrichtung mit einer guten Genauigkeit prognostiziert.

Durch die verbesserte Berechnungsgenauigkeit des Antriebsstrangmodells im Vergleich zur konventionellen Seilrechnung kann die Bremsenabstimmung der Anlage bereits virtuell in der Entwicklungsphase erfolgen. Des Weiteren ist zu erwarten, dass der Seiltrieb besser ausgelegt werden kann. So werden beispielsweise unzulässig niedrige Seilkräfte durch das Modell vorhergesagt und es können Gegenmaßnahmen – wie beispielsweise eine Modifikation der Spanneinrichtung oder eine Erhöhung der Grundspannkraft – in einem frühen Entwicklungsstadium eingeleitet werden.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die in der vorliegenden Arbeit entwickelte Methode eine umfassende und effiziente rechnerische Auslegung von seilbetriebenen APM ermöglicht und somit einen wichtigen Beitrag zur weiteren Steigerung der Zuverlässigkeit, der Sicherheit, des Komforts und der Effizienz dieser Personentransportsysteme leistet.

---

## Literaturverzeichnis

- [1] ASCE: *ASCE 21.2-08 – Automated People Mover Standards – Part 2*. American Society of Civil Engineers (ASCE), Reston (Virginia), 2008.
- [2] DCC, DOPPELMAYR CABLE CAR GMBH & CO KG: *www.dcc.at*, Website aufgerufen: 11/2012.
- [3] NEJEZ, J.: *Seilbetriebene APM-Systeme*. Internationale Seilbahn-Rundschau (ISR), 5: S. 12–15, 2008.
- [4] JUSSEL, D.: *Von der Standseilbahn zum Automated People Mover – Die seilgezogene Schienenbahn im 21. Jahrhundert*. ZEVrail – Zeitschrift für das gesamte System Bahn, Sonderheft Tagungsband, 38. Tagung „Moderne Schienenfahrzeuge“, TU Graz, 132: S. 224–231, 2008.
- [5] NUSSBAUMER, C. und L. SCHMIDT: *Aktuelle Forschung und Entwicklung in der Antriebstechnik von seilbetriebenen Nahverkehrssystemen*. ZEVrail – Zeitschrift für das gesamte System Bahn, Sonderheft Tagungsband, 39. Tagung „Moderne Schienenfahrzeuge“, TU Graz, 134: S. 136–144, 2010.
- [6] ACGIH: *Publication No. 7 DOC-648 – Whole Body Vibration*. American Conference of Government Industrial Hygienists (ACGIH), Cincinnati (Ohio), 2001.
- [7] MITSCHKE, M. und H. WALLENTOWITZ: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer, Berlin – Heidelberg, 2004.
- [8] SHABANA, A. A., K. E. ZAAZAA und H. SUGIYAMA: *Railroad Vehicle Dynamics: A Computational Approach*. CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton – London – New York, 2008.
- [9] IWNICKI, S. (HRSG.): *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. Taylor & Francis Group, Boca Raton, 2006.
- [10] CZITARY, E.: *Über die Schwingungen des Zugseiles von Seilschwebbahnen*. Österreichisches Ingenieur-Archiv, 15: S. 34–53, 1961.
- [11] ENGEL, E.: *Nichtlineare Seilschwingungen bei Seilschwebbahnen*. Internationale Seilbahn-Rundschau (ISR), 3: S. 39–40, 1977.

- [12] ENGEL, E. und R. LÖSCHER: *Schwingungen beim Abbremsen eines Standseilbahn-Wagens*. Forschungsbericht, Institut für Verkehrswissenschaften – TU Wien, 23: S. 11–15, 1996.
- [13] BEHA, R.: *Bewegungsverhalten und Kraftwirkungen des Zugseiles und der Fahrzeuge von Zweiseilbahnen zur Berechnung der Dynamik des Gesamtsystems*. Dissertation, Universität Stuttgart, 1994.
- [14] LIEDL, S.: *Bewegungen und Kräfte des Seilsystems und der Fahrzeuge von Seil-schwebbahnen im Fahrbetrieb*. Dissertation, TU München, 1999.
- [15] RICHTER, T.: *Schwingungsverhalten von Einseil-Umlaufbahnen beim Anfahren und Bremsen*. Dissertation, ETH Zürich, 1989.
- [16] STEINBRUNN, J.: *Modellbildung und Simulation der Fahrdynamik von Pendel-Seilbahnen*. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 1978.
- [17] KOVACS, G.: *Schwingungsverhalten eines Pendelbahnfahrzeuges bei einseitigem Zugseilriss und anschließender Tragseilbremsung*. Dissertation, ETH Zürich, 1994.
- [18] FÄSSLER, B.: *Seildynamik von Zweiseilbahnen*. Diplomarbeit, TU Graz, 2006.
- [19] RENEZEDER, H. C.: *On the Dynamics of an Axially Moving Cable with Application to Ropeways*. Dissertation, TU Wien, 2006.
- [20] SZLOSAREK, R.: *Einsatz der Finite-Elemente-Methode zur Simulation der Dynamik von seilbetriebenen Nahverkehrssystemen*. Diplomarbeit, Hochschule Zittau/Görlitz, 2010.
- [21] DUFVA, K., K. KERKKÄNEN, L. G. MAQUEDA und A. A. SHABANA: *Nonlinear dynamics of three-dimensional belt drives using the finite-element method*. Nonlinear Dynamics, 48: S. 449–466, 2007.
- [22] SHABANA, A. A.: *Dynamics of Multibody Systems*. Cambridge University Press, New York, 2005.
- [23] SUGIYAMA, H., A. M. MIKKOLA und A. A. SHABANA: *A Non-Incremental Nonlinear Finite Element Solution for Cable Problems*. Transactions of the ASME, 125: S. 746–756, 2003.
- [24] GERSTMAYR, J. und A. A. SHABANA: *Analysis of Thin Beams and Cables Using the Absolute Nodal Co-ordinate Formulation*. Nonlinear Dynamics, 45: S. 109–130, 2006.
- [25] NEJEZ, J.: *Vorlesung aus Seilbahnbau*. Institut für Eisenbahnwesen und Verkehrswirtschaft – TU Graz, 2006.
- [26] CHEN, L.-Q., ZHANG W. und ZU J. W.: *Nonlinear dynamics for transverse motion of axially moving strings*. Chaos, Solitons and Fractals, 40: S. 78–90, 2009.

- [27] WAUER, J.: *Kontinuumsschwingungen*. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2008.
- [28] HIRSCHBERG, W.: *Vorlesung aus Fahrzeugdynamik*. Institut für Fahrzeugtechnik – TU Graz, 2009.
- [29] ENGEL, E.: *Über den Laufwiderstand gefütterter Seilrollen*. Forschungsbericht, Institut für Verkehrswissenschaften – TU Wien, 6: S. 16–19, 1977.
- [30] ENGEL, E.: *Die Reibung von Förderseil-Tragrollen*. Forschungsbericht, Institut für Verkehrswissenschaften – TU Wien, 12: S. 23–28, 1986.
- [31] ÖNORM EN 12930: *Sicherheitsanforderungen für Seilbahnen für den Personenverkehr – Berechnungen*. 2005.
- [32] NUSSBAUMER, C. und P. DIETMAIER: *An Elastic Rope Model with Application to Automated People Mover Systems*. In: *Proceedings of the First International Conference on Multibody System Dynamics*. Lappeenranta, Finland, 2010.
- [33] NUSSBAUMER, C., L. SCHMIDT und P. DIETMAIER: *Three-dimensional system dynamics simulation of rope-propelled automated people movers*. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 50:sup1: S. 419–434, 2012.
- [34] FEYRER, K.: *Wire Ropes – Tension, Endurance, Reliability*. Springer, Berlin – Heidelberg, 2007.
- [35] GROSS, D., W. HAUGER und P. WRIGGERS: *Technische Mechanik – Band 4: Hydromechanik, Elemente der Höheren Mechanik, Numerische Methoden*. Springer, Berlin – Heidelberg, 2009.
- [36] BATHE, K.-J.: *Finite Element Procedures*. Prentice Hall, Upper Saddle River (New Jersey), 1996.
- [37] MERKEL, M. und A. ÖCHSNER: *Eindimensionale Finite Elemente*. Springer, Heidelberg – Dordrecht – London – New York, 2010.
- [38] JOHNSON, K. L.: *Contact mechanics*. Cambridge University Press, Cambridge, 2003.
- [39] N.N.: *User Routines – SIMPACK Release 8.905*. SIMPACK AG, Gilching, 2012.
- [40] NETLIB: <http://www.netlib.org/alliant/ode/prog/lsodar.f>, Website aufgerufen: 05/2013.
- [41] GILOW, T.: *Parametererregte und Regen-Wind-induzierte Seilschwingungen*. Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 2012.
- [42] PRESS, W. H., S. A. TEUKOLSKY, W. T. VETTERLING und B. P. FLANNERY: *Numerical Recipes: The Art of Scientific Computing*. Cambridge University Press, New York, 2007.



- [43] SEDIVY, P.: *Vorlesungsunterlagen Seilbahnbau*. Institut für Infrastruktur, Arbeitsbereich intelligente Verkehrssysteme – Universität Innsbruck, 2012.
- [44] NUSSBAUMER, C. und P. DIETMAIER: *Calculation of rope forces due to dynamic effects in the field of Automated People Mover systems*. International Journal of Rope Science and Technology, 101: S. 29–43, 2011.

---

## Veröffentlichungen im Rahmen der Dissertation

1. NUSSBAUMER, C. und L. SCHMIDT: *Aktuelle Forschung und Entwicklung in der Antriebstechnik von seilbetriebenen Nahverkehrssystemen*. ZEVrail – Zeitschrift für das gesamte System Bahn, Sonderheft Tagungsband, 39. Tagung „Moderne Schienenfahrzeuge“, TU Graz, 134: S. 136–144, 2010.
2. NUSSBAUMER, C. und P. DIETMAIER: *An Elastic Rope Model with Application to Automated People Mover Systems*. In: *Proceedings of the First International Conference on Multibody System Dynamics*, Lappeenranta, Finnland, 2010.
3. NUSSBAUMER, C.: *The Virtual Cable Liner*. Virtual Vehicle Magazine, 7: S. 13–14, 2010.
4. NUSSBAUMER, C.: *Aktuelle Forschung: „The Virtual Cable Liner“*. Internationale Seilbahn-Rundschau, 6: S. 30–31, 2010.
5. NUSSBAUMER, C., P. DIETMAIER und L. SCHMIDT: *Three-dimensional system dynamics simulation of rope-propelled automated people movers*. In: *Proceedings of the 22<sup>nd</sup> International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*, Manchester, Großbritannien, 2011.
6. NUSSBAUMER, C. und P. DIETMAIER: *Calculation of rope forces due to dynamic effects in the field of Automated People Mover systems*. International Journal of Rope Science and Technology, 101: S. 29–43, 2011.
7. NUSSBAUMER, C., L. SCHMIDT und P. DIETMAIER: *Three-dimensional system dynamics simulation of rope-propelled automated people movers* (Extended Paper von Veröffentlichung 5). Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 50:sup1, S. 419–434, 2012.

---

## Rechtliche Hinweise

*Abaqus* ist ein eingetragenes Warenzeichen von *Dassault Systemes*  
(<http://www.3ds.com/>).

*Adams* ist ein eingetragenes Warenzeichen der *MSC Software Corporation*  
(<http://www.mscsoftware.com/>).

*AMD* und *Opteron* sind eingetragene Warenzeichen von *Advanced Micro Devices, Inc.*  
(<http://www.amd.com/>).

*Intel* und *Xeon* sind eingetragene Warenzeichen der *Intel Corporation*  
(<http://www.intel.com/>).

*Matlab* und *Simulink* sind eingetragene Warenzeichen von *The Mathworks, Inc.*  
(<http://www.mathworks.com/>).

*MotionView* und *MotionSolve* sind eingetragene Warenzeichen von *Altair Engineering, Inc.* (<http://www.altair.com/>).

*SIMPACK* ist ein eingetragenes Warenzeichen der *SIMPACK AG*  
(<http://www.simpack.com/>).

---

## Abbildungsverzeichnis

1.1	Seilbetriebenes, automatisches Personentransportsystem <i>Air Rail Link</i> am Flughafen Birmingham . . . . .	16
1.2	Betriebsarten von seilbetriebenen APM-Systemen . . . . .	18
1.3	Schema eines <i>Pinched-Loop-Systems</i> mit einem Zug und zwei Seilschleifen	19
1.4	Einzelrad-Einzelfahrwerk und Fahrwerksanordnung eines seilbetriebenen APM . . . . .	20
1.5	Konfiguration des Antriebsstrangs eines seilbetriebenen APM . . . . .	21
1.6	Technische Ausführung der Tragrollen und Kurvenrollen . . . . .	22
1.7	Dynamik eines seilbetriebenen APM im Falle einer Notbremsung . . . . .	25
2.1	Belastungen eines Seilfeldes zwischen zwei Seilrollen und geometrische Größen des Seilfeldes . . . . .	33
2.2	Verhältnis der elastischen und geometrischen Längenänderung eines Seilfeldes, aufgetragen über das Verhältnis aus Beladung und der Seilkraft in Feldmitte . . . . .	34
2.3	Eigenfrequenzen der Grundschiwingung eines Seilfeldes in Abhängigkeit von der Feldlänge und der Seilkraft bei einer stationären Geschwindigkeit von $v_{st} = 12 \text{ m/s}$ . . . . .	37
2.4	Schema eines vereinfachten seilbetriebenen APM-Systems . . . . .	41
2.5	Betrachtung der Seilschleife als longitudinal beschleunigten Stab . . . . .	42
2.6	Form- und Wichtungsteilfunktionen des Seilelements und Elementansatzfunktion für die Verschiebung . . . . .	47
2.7	Nummerierungskonvention für die Finite-Elemente-Diskretisierung . . . . .	49
2.8	Qualitativer Verlauf der linienverteilten Kräfte $q(s)$ im Bereich der Seilscheibe	50
2.9	Lastaufbringung auf das Seilelement . . . . .	51
2.10	Implementierung des Basismodells in die MKS-Software <i>SIMPACK</i> . . . . .	55
2.11	Bestimmung der Elementkoordinate $x_j$ aus der dynamischen Seilkoordinate $s_{d,j}$ . . . . .	57
2.12	Anlenkung der Fahrwerke durch das Seil bei Überfahrt einer Kuppe und Durchfahren eines Bogens . . . . .	59
2.13	Berücksichtigung eines mehrteiligen Zuges und der dreidimensionalen Fahrzeugbewegung im Antriebsstrangmodell – Projektion der Klemmenbeschleunigung auf die Seilachse . . . . .	60

2.14 Spanneinrichtung mit frei hängendem Gewicht und 180°-Umschlingungswinkel . . . . .	61
2.15 Qualitative Darstellung der normierten Systembeschleunigung $a_S/a_A$ über die normierte Seillänge $s/L$ : Verlauf über die gesamte Seillänge $L$ und Verlauf im Bereich der Spanneinrichtung . . . . .	63
2.16 Modellierung der Rolleninteraktion: Reduktion des Kontaktbogens auf einen Punkt und Lastaufbringung auf das Element . . . . .	65
2.17 Idealierte Funktion und Näherungsfunktion für die Modellierung des Rollwiderstandes der Seilrollen . . . . .	66
2.18 Lastaufbringung auf das Seilelement im Zuge der Rolleninteraktion . . . . .	68
2.19 Implementierung des verallgemeinerten Antriebsstrangmodells in <i>SIMPACK</i>	73
3.1 Schema des Verifikationsprozesses . . . . .	75
3.2 Strecken- und Antriebskonfiguration des <i>MGM CityCenter Shuttle</i> . . . . .	77
3.3 Modellaufbau der Gesamtanlage . . . . .	78
3.4 3D-Gesamtanlagenmodell des <i>MGM CityCenter Shuttle</i> in <i>SIMPACK</i> – Ausschnitt im Bereich der Antriebsstation <i>Bellagio</i> . . . . .	80
3.5 Fahrwerkmodell und Frontwagenmodell der Anlage <i>MGM CityCenter Shuttle</i> in <i>SIMPACK</i> . . . . .	81
3.6 Seilkraft-Dehnungs-Verlauf eines 36-mm-Litzenseiles mit Zwischenlagen nach mehrmaliger Belastung . . . . .	83
3.7 Normiertes Antriebsmoment $M_A/M_{A0}$ als Funktion der stationären Seilgeschwindigkeit $v_{st}$ bei Leerseilfahrt . . . . .	84
3.8 Dynamik des <i>MGM CityCenter Shuttle</i> im Standardbetrieb bei einer Fahrt von <i>Bellagio</i> in die Zwischenstation <i>Crystals</i> (unbeladener Zug) . . . . .	86
3.9 Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit (Frontwagen) bei Einfahrt in die Zwischenstation <i>Crystals</i> im unbeladenen und beladenen Zustand . . . . .	88
3.10 Gemessene Antriebsgeschwindigkeit $r\omega_A$ und Fahrzeuggeschwindigkeit $v_{F\bar{x}}$ bei einer ungerichteten Notbremsung (unbeladener Zug) . . . . .	89
3.11 Gemessene Fahrzeuglängsbeschleunigung $a_{F\bar{x}}$ bei einer ungerichteten Notbremsung (unbeladener Zug) . . . . .	89
3.12 Gemessene und berechnete Systemantwort bei einer ungerichteten Notbremsung (unbeladener Zug) . . . . .	91
3.13 Gemessene und berechnete Systemantwort bei einer ungerichteten Notbremsung (beladener Zug) . . . . .	92
3.14 Gemessener und berechneter Bremsweg des Fahrzeuges $s_{FB}$ bei ungerichteten Notbremsungen (unbeladener und beladener Zug) . . . . .	92
3.15 Zugendpositionen bei den ungerichteten Notbremsungen gemäß Tabelle 3.3	94
3.16 Maximal- und Minimalwerte der relevanten dynamischen Größen bei unterschiedlichen Bremszenarien gemäß Tabelle 3.3 und Abbildung 3.15 . . . . .	95

4.1	Systemantwort eines seilbetriebenen APM beim Beschleunigen aus der Gegenstation . . . . .	99
4.2	Detailliertes MKS-Modell eines dreiteiligen Zuges mit Jacobs-Fahrwerken in <i>SIMPACK</i> . . . . .	101
4.3	Verlauf der Fahrzeuglängsbeschleunigungen bei unterschiedlichen Bremsmomenten . . . . .	103
4.4	Systemantwort bei einer unregelmäßigen Notbremsung (unbelasteter Zug) – Simulation mit Spanneinrichtungsdämpfung . . . . .	105

---

## Tabellenverzeichnis

2.1	Seil- und Seilfeldparameter zur Berechnung des Verhältnisses aus geometrischer und elastischer Längenänderung . . . . .	35
2.2	Anteile der Teilsysteme an der effektiven Gesamtmasse bei zwei bestehenden seilbetriebenen APM . . . . .	38
2.3	Anteile der Teilsysteme am gesamten Fahrwiderstand bei zwei bestehenden seilbetriebenen APM . . . . .	40
3.1	Technische Daten des <i>MGM CityCenter Shuttle</i> . . . . .	76
3.2	Eingesetzte Messtechnik bei den Dynamikmessungen am <i>MGM CityCenter Shuttle</i> . . . . .	78
3.3	Initialgeschwindigkeiten des Zuges, Fahrtrichtung und dynamische Zustände vor der Einleitung der unregelmäßigen Notbremsungen . . . . .	93