

Lehrstuhl für
Fördertechnik Materialfluss Logistik
der Technischen Universität München

**Tragsicherheit automatisierter Hochregallager unter stoßartigen
Beschickungslasten durch Regalbediengeräte**

Dipl.-Ing. (Univ.) Karl-Thomas Hübner

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen
Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Willibald A. Günthner
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Horst Baier

Die Dissertation wurde am 24.06.2010 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 13.10.2010 angenommen.

Dipl.-Ing. Karl-Thomas Hübner

**Tragsicherheit automatisierter Hochregallager unter stoßartigen
Beschickungslasten durch Regalbediengeräte**

Inmitten der Schwierigkeiten
liegt die Möglichkeit.

Albert Einstein

fml - Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Willibald A. Günthner
Technische Universität München

Herausgegeben von:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Willibald A. Günthner

fml - Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik

Technische Universität München

Zugleich: Dissertation, München, TU München, 2010

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt. Die dadurch begründeten Rechte, insbesondere die der Übersetzung, des Nachdrucks, der Entnahme von Abbildungen, der Wiedergabe auf photomechanischem oder ähnlichem Wege und der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen bleiben - auch bei nur auszugsweiser Verwendung - vorbehalten.

Layout und Satz: Karl-Thomas Hübner
Copyright © Karl-Thomas Hübner 2010
ISBN: 978-3-941702-08-0

Printed in Germany 2010

*Meiner Familie und meinen beiden Söhnen
Thomas und Maximilian
gewidmet*

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik (fml) der TU München. Sie basiert auf dem von mir bearbeiteten Forschungsprojekt *Untersuchung von dynamischen Regalbelastungen*, das von der Forschungsgemeinschaft Intralogistik/Fördertechnik und Logistiksysteme (IFL) unterstützt wurde.

Ich möchte mich bei allen Kolleginnen und Kollegen am Lehrstuhl fml herzlich für das angenehme Arbeitsumfeld bedanken. Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Michael Kleeberger und Herrn Akad. Dir. Stefan Kessler, die mich bei meiner Forschungstätigkeit sowie durch ihren Rat bei der Erstellung dieser Arbeit bestmöglich unterstützt haben.

Sehr herzlich möchte ich mich bei Frau Dipl.-Ing. Janina Durchholz, Frau Dr.-Ing. Julia Boppert, Frau Dipl.-Ing. Cornelia Klaubert, Herrn Dipl.-Ing. Bernhard Conz, Herrn Dipl.-Ing. Bernhard Raß, Herrn Dipl.-Ing. Markus Schorr, Herrn Dr.-Ing. Stefan Sanladerer, Herrn Dipl.-Ing. Michael Schipplick und ganz besonders bei Frau Dr. med. vet. Johanna Eiberle bedanken, die mir durch Rat und Tat immer beiseite standen.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Andreas Keller, der mich in einzigartiger Weise gestützt und motiviert hat.

Recht herzlich möchte ich mich bei Herrn Dr.-Ing. Oliver Kraus von SSI Schäfer Noell GmbH sowie bei Hr. Dipl.-Ing. Dirk Lorenz von Dambach Lagersysteme GmbH & Co. KG für die freundliche Unterstützung bei der Bereitstellung der Daten für die untersuchten Regale und Regalbediengeräte bedanken.

Sehr herzlich möchte ich mich bei meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Willibald A. Günthner bedanken, der diese Arbeit von Anfang an unterstützte, mir meine Freiheiten bei der Forschungstätigkeit gewährte und bei Fragen stets behilflich war.

Der größte Dank geht an meine Eltern Karl und Angela Hübner, die mich während meiner gesamten Ausbildung förderten und unterstützten. Meine Kinder Thomas und Maximilian möchte ich hier ganz besonders nennen. Sie geben mir viel Freude durch ihre neugierige Art sowie ihre Leidenschaft, etwas entdecken und verstehen zu wollen.

München, im Oktober 2010

Karl-Thomas Hübner

Kurzzusammenfassung

Tragsicherheit automatisierter Hochregallager unter stoßartigen Beschickungslasten durch Regalbediengeräte

Dipl.-Ing. Karl-Thomas Hübner

Regale und Regalbediengeräte haben in den letzten Jahren einen enormen Wandel vollzogen. Bei Regalen setzt sich immer mehr die Verwendung offener, dünnwandiger Profile als Regalstützen, Palettenträger und Diagonalaussteifungen durch. Diese sind, trotz hoher Steifigkeiten der Querschnitte, extrem anfällig gegenüber Torsions- und Querkraftbeanspruchungen. Ihre geringe Wandstärke stellt zudem keinen großen Widerstand bei einer Kollision mit dem Regalbediengerät oder einer Ladeinheit dar. Speziell durch die immer größeren Beschleunigungen und Geschwindigkeiten der Regalbediengeräte werden die Stöße, die in die Regale eingeleitet werden, auch immer größer. Eine Kollision massiver Teile des Regalbediengerätes mit dem Regal kann zu enormen Schäden, bis hin zum Kollaps des gesamten Systems führen. Vor diesem Hintergrund ist die Herabsetzung der Sicherheitsbeiwerte für Regale in automatischen Lagern nach prEN 15512 [prEN15512] gegenüber DIN 18800 [DIN18800] kritisch zu sehen. Die resultierende Sicherheit gegen Versagen wird um mehr als 20 % reduziert. Zudem verpflichtet zukünftig prEN 528 [prEN528] die Regalbediengerätehersteller, die während des Betriebes eingeleiteten Kräfte in das Regal dem Regalhersteller anzugeben. Diese sollen als statisch gelten, sind jedoch von dynamischer Natur.

In dieser Arbeit werden die Szenarien *Anfahren der Durchschubsicherung*, *Unsanftes Absetzen einer Ladeinheit* und *Durchfallen von Ware auf die darunter liegende Ebene* eingehend untersucht. Aufwändige Finite Elemente Modelle beschreiben das dynamische Verhalten von Regal und Regalbediengerät bei einer Kollision und geben Einblicke in den zeitlichen Verlauf von Spannungs- und Verformungsgrößen höchstbelasteter Bauteile. Für das Szenario *Anfahren der Durchschubsicherung* wird der maßgebende Einflussparameter für die Regalbelastung bestimmt. Ein analytisches Ersatzmodell soll eine bestmögliche Näherung der maximal auftretenden Kontaktkraft zwischen der Ladeinheit im Regal und der Durchschubsicherung zum Zeitpunkt der höchsten Belastung geben. Abschließende Messungen an einer realen Versuchsanlage zeigen die Güte aller in dieser Arbeit entwickelten numerischen und analytischen Berechnungsmodelle. Die Bewertung der Reduzierung der Sicherheitsbeiwerte in prEN 15512 [prEN15512] wird durch die Ergebnisse dieser Arbeit möglich.

Summary

Structural safety of automatic high bay ware houses under impact loads caused by shelf access equipment

Dipl.-Ing. Karl-Thomas Hübner

Racks and shelf access equipment has experienced an enormous change during the last years. As to racks the use of open and thin walled profiles as columns, pallet carriers and bracings succeeds more and more. These are inspite of the high stiffness of the cross sections extremely delicate towards torsional and shearing forces. Their slight wallthickness offers in addition to this no remarkable resistance in case of a collision with the shelf access equipment or a loading unit. Specially by the permanantly increasing acceleration and the speed of the shelf access equipment the pushes induced to the rack increase as well. They can lead to damages and in the worst case to the collapse of a rack. Further the reduction of the safety factor for racks in an automatic high bay warehouse as to prEN 15512 [prEN15512] compared with DIN 18800 [DIN18800] has to be considered critically. The resulting safety against failure decreases up to 20 percent. In addition to this prEN 528 [prEN528] obliges the manufacturers of shelf access equipment to name the forces induced to the rack during operation to the manufacturers of shelf access equipment. These forces should be considered static, nevertheless they are of dynamic nature.

In this dissertation the scenarios *Colliding with a compartment end stop*, *Fast and rough vertical positioning of a unit load* and *Loosing wares and goods to a compartment below* will be analysed accurately. Complex Finite Element Models show the dynamic behaviour of the rack and shelf access equipment in case of a collision and deliver insight into the intensity of stress and deformation of highly stressed parts over a certain time. For the scenario *Colliding with a compartment end stop* the influencing factor will be determined. An analytic model delivers an approximate solution of the highest possible contact force between the unit load and the compartment end stop. Final measurements show the quality of all numerical and analytical results developed in this dissertation. The validation of the reduction of the safety factor for racks in an automatic high bay warehouse as to prEN 15512 [prEN15512] will be made possible by the results of this dissertation.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Ausgangssituation und Fragestellung	3
1.2	Zielsetzung und Gliederung der Arbeit	4
2	Stand der Technik	7
2.1	Die Prinzipien der Auslegungsverfahren nach Norm	7
2.2	Die Methode der Grenzzustände als modernes Auslegungsverfahren in Normen	8
2.2.1	Klassifizierung von Beanspruchungen auf ein Tragwerk	10
2.2.2	Werkstoffkennwerte und Widerstandsbeiwerte	11
2.3	Vergleich zwischen der Auslegung einer Regalstruktur nach prEN 15512 und DIN 18800	11
2.3.1	Teilsicherheitsbeiwerte und Kombination der Einwirkungen auf ein Tragwerk nach prEN 15512	11
2.3.2	Teilsicherheitsbeiwerte und Kombination der Einwirkungen auf ein Tragwerk nach DIN 18800	14
2.3.3	Vergleich der Teilsicherheitsbeiwerte in prEN 15512 und DIN 18800	15
3	Modellbildung eines Hochregallagers mittels Finite Elemente Methoden	17
3.1	Finite Elemente Modelle der untersuchten Regale	17
3.1.1	Modellbildung der Palettenträger, Stützen und Ladeeinheiten	19
3.1.2	Modellbildung der Diagonal- und Horizontalaussteifungen sowie der Durchschubsicherung und deren Verbindung zum Regal	21
3.1.3	Kontaktformulierung zwischen starren und elastischen Körpern	22
3.2	Explizite Integration der Bewegungsgleichungen in nichtlinear dynamischen Aufgabenstellungen	23
3.3	Automatisierung des Pre- und Postprocessing sowie die Berechnung der Finite Elemente Daten	26
3.4	Voruntersuchung dünnwandiger offener Querschnitte mittels Schalen und Balkenelementen	28
4	Anfahren der Durchschubsicherung	33
4.1	Festlegung der geometrischen Abmessungen der Durchschubsicherung	33
4.2	Finite Elemente Modellierung des Regalbediengerätes	34
4.3	Ergebnisse für das freistehende Regal	38
4.3.1	Spannung und Dehnung in den Regalstützen	38
4.3.2	Spannung und Dehnung in der Durchschubsicherung	41
4.3.3	Verschiebungen von Durchschubsicherung und Regal	43

4.4	Ergebnisse für das Regal in Silobauweise	46
4.4.1	Spannung und Dehnung in den Regalstützen	46
4.4.2	Spannung und Dehnung in der Durchschubsicherung	48
4.4.3	Verschiebungen von Durchschubsicherung und Regal	50
4.5	Bewertung der Ergebnisse	53
5	Unsanftes Absetzen einer Ladeinheit	55
5.1	Finite Elemente Modellierung des Regalbediengerätes	56
5.2	Ergebnisse für das freistehende Regal	58
5.2.1	Spannung und Dehnung in den Regalstützen	58
5.2.2	Spannungen in den Palettenträgern	60
5.2.3	Berechnung eines Dynamikbeiwertes zur Beschreibung des Ab- setzvorgangs	61
5.3	Ergebnisse für das Regal in Silobauweise	63
6	Durchfallen von Ware auf die darunter liegende Ebene	67
6.1	Finite Elemente Modellbildung für das Durchfallen von Ware	67
6.2	Ergebnisse	68
7	Einflussparameter für die Regalbelastung	71
7.1	Ergebnisse für das freistehende Regal	72
7.2	Ergebnisse für das Regal in Silobauweise	74
7.3	Zusammenfassung der Ergebnisse	77
8	Entwicklung eines analytischen Berechnungsmodells zur Abschätzung der Kontaktkraft beim Anfahren der Durchschubsicherung	79
8.1	Allgemeines zum Stoß fester Körper	79
8.1.1	Die Grundgleichungen des geraden zentralen Stoßes eines starren Körpers	80
8.1.2	Die Grundgleichungen des geraden zentralen Stoßes zwischen zwei festen Körpern	82
8.2	Allgemeines zum Arbeits- und Energiesatz	86
8.3	Statische Kenngrößen des Regals und des Regalbediengerätes	89
8.4	Bestimmung der Steifigkeit der Durchschubsicherung an der Anfahrposi- tion der Ladeinheit für einen elastisch gelagerten Mehrfeldträger	90
8.5	Bestimmung der Kontaktkraft zwischen der Ladeinheit im Regal und der Durchschubsicherung	92
8.6	Vergleich der Finite Elemente Berechnungen aus Abschnitt 7 mit dem ana- lytischen Berechnungsmodell für das freistehende Regal	97
8.6.1	Variation der Einlagerungsgeschwindigkeit	97
8.6.2	Variation der Masse der Ladeinheit im Regal	98
8.6.3	Variation der Masse der Ladeinheit des Regalbediengerätes	99
8.6.4	Variation der Rutschkupplung	100
8.6.5	Variation der Ebene im Regal	101
8.7	Bewertung der Ergebnisse	101

9	Experimentelle Untersuchungen an einem freistehenden Palettenregallager	103
9.1	Beschreibung des Versuchsaufbaus	104
9.2	Bestimmung von Regalparametern, die als Eingabedaten in die Finite Elemente Berechnung eingehen	108
9.3	Versuchsablauf und Messwerterfassung	110
9.4	Berechnung der Kraft in den Verbindungsblechen	111
9.5	Ermittlung der Kontaktkraft in Messung und Berechnung	112
9.6	Vergleich von Messung und Berechnung	112
9.7	Bewertung der Versuchsergebnisse	121
10	Zusammenfassung und Ausblick	123
Anhang		127
10.1	Einflussparameter für die Regalbelastung des freistehenden Regals	127
10.1.1	Variation des Einflussparameters: Masse der Ladeeinheit im Regal	127
10.1.2	Variation des Einflussparameters: Masse der Ladeeinheit am Regalbediengerät	130
10.1.3	Variation des Einflussparameters: Rutschkupplung	132
10.2	Einflussparameter für die Regalbelastung des Regals in Silobauweise	134
10.2.1	Variation des Einflussparameters: Masse der Ladeeinheit im Regal	134
10.2.2	Variation des Einflussparameters: Masse der Ladeeinheit am Regalbediengerät	136
10.2.3	Variation des Einflussparameters: Rutschkupplung	138
10.3	Die Gleichungen der Biegelinie für einen auf Federn gelagerten Balken	141
10.3.1	Bestimmung der Verdrehsteifigkeit des Nachbarfeldes der Durchschubsicherung	142
10.3.2	Bestimmung der Verschiebesteifigkeit des Nachbarfeldes der Durchschubsicherung	143
10.3.3	Bestimmung der Ersatzsteifigkeit von Durchschubsicherung und Regal	144
10.4	Vergleich der Finite Elemente Berechnungen aus Abschnitt 7 mit dem analytischen Berechnungsmodell für das Regal in Silobauweise	147
10.4.1	Variation der Einlagerungsgeschwindigkeit	147
10.4.2	Variation der Masse der Ladeeinheit im Regal	148
10.4.3	Variation der Masse der Ladeeinheit des Regalbediengerätes	149
10.4.4	Variation der Rutschkupplung	150
10.4.5	Variation der Ebene im Regal	151
10.5	Ergebnisse der Messungen am Versuchsregal	152
10.5.1	Zu Versuch 1: Regal: 0,5to; Regalbediengerät: 0,5to; Position: Fachmitte	153
10.5.2	Zu Versuch 2: Regal: 0,5to; Regalbediengerät: 1,0to; Position: Fachmitte	155
10.5.3	Zu Versuch 3: Regal: 0,5to; Regalbediengerät: 0,5to; Position: Fach links	157
10.5.4	Zu Versuch 4: Regal: 0,5to; Regalbediengerät: 1,0to; Position: Fach links	159

10.6 Entwicklung einer grafischen Oberfläche zur Unterstützung des Pre- und Postprocessings der Finite Elemente Daten	161
10.6.1 Auswahl einer geeigneten Software	162
10.6.2 Preprocessing der Finite Elemente Daten	163
10.6.3 Postprocessing der Finite Elemente Daten	166
Formelverzeichnis	169
Literaturverzeichnis	171
Abbildungsverzeichnis	173
Tabellenverzeichnis	181

1 Einleitung

Hochregallager sind Systeme zur Aufbewahrung von Gütern. Sie bestehen aus der Förder-technik in Lagerbereich und Vorzone, der Verwaltung und Steuerung der Lagerungsprozesse sowie der baulichen Ausführung des Regals selbst. Man spricht von einem Hochregallager, wenn die Höhe des Lagers mehr als 12 m beträgt. Sie lassen sich in die zwei großen Gruppen der *Lager in Silobauweise* (siehe Abb. 1.1) sowie der *freistehenden Lager* (siehe Abb. 1.2) unterteilen, deren Kapazitäten von wenigen tausend Palettenstellplätzen bis zu mehreren hunderttausenden reicht.



Abb. 1.1: Stahlbau eines Hochregallagers in Silobauweise [Quelle: SSI Schäfer Noell GmbH]



Abb. 1.2: Stahlbau eines freistehenden Palettenlagers [Quelle: SSI Schäfer Noell GmbH]

Der Unterschied zwischen den beiden Lagerbauweisen besteht darin, dass bei Regalen in Silobauweise die Stützen des Regalsystems zugleich als tragende Elemente für Dach und Fassade verwendet werden. Die Gebäudelasten müssen im Gegensatz zu den freistehenden Regalen, die klassisch in Lagerhallen errichtet werden, bei der statischen Auslegung des

Systems berücksichtigt werden. Regale in Silobauweise werden standardmäßig bis 40 m Höhe ausgeführt. Ab einer Regalhöhe von mehr als 20 m wird bevorzugt auf diese Bauweise zurückgegriffen (siehe hierzu [Gün-07]). Ein Blick in ein Hochregallager zeigt Abb. 1.3. Stützen, Diagonal- und Querverstrebungen sowie Palettenträger sind aus Blech geformte dünnwandige, offene Profile.



Abb. 1.3: Blick in das Innere eines Hochregallagers [Quelle: SSI Schäfer Noell GmbH]

Mit dieser Regalbauweise sind folgende Vorteile verbunden:

- Rohstoff- und Kosteneinsparung - die optimierten Querschnittsformen besitzen hohe Steifigkeitswerte bei vergleichsweise geringem Materialeinsatz
- Hohe Montagefreundlichkeit - offene Stahlprofile besitzen ein geringes Gewicht, die Montage bzw. Vormontage und Installation auf der Baustelle werden erleichtert
- Baukastenprinzip - Schaffung einer Basis vereinheitlichter Profilquerschnitte für Stützen, Diagonal- und Horizontalaussteifungen sowie Palettenträger für alle Regalbauweisen

Die Wahl der Lagertechnik ist stark abhängig von der Höhe des Regals sowie des gewünschten Automatisierungsgrades. In Abb. 1.2 wird beispielsweise das freistehende Regal mit Hilfe eines Staplers bedient. Bei Regalen in Silobauweise ist aufgrund der enormen Höhe des Gebäudes der Einsatz von Regalbediengeräten nötig (siehe Abb. 1.4). Die Leistung dieser Maschinen wird durch die sog. *Spielzeit* angegeben. Sie bezeichnet den Zeitbedarf für ein Arbeitsspiel eines Regalbediengerätes und beinhaltet die Anteile der Tot- und Schaltzeiten, Fahrzeiten in der Regalgasse sowie Zeit für die Aufnahme der Ladeinheit aus dem Regalfach. Je kleiner diese Spielzeit ist, desto mehr Auslagervorgänge kann das Regalbediengerät durchführen. Die Zeit zur Ein- und Auslagerung einer Ladeinheit kann durch das schnelle Ausfahren der Teleskopgabeln am Regalplatz verringert werden. Während im Jahr 2002 die maximal erreichbare Endgeschwindigkeit der Teleskopgabeln noch 0,7 m/s betrug, wurden im Jahr 2010 Werte bis 1,1 m/s erreicht.

Regalbediengeräte besitzen sensorische Einrichtungen, die die Fahrt in der Regalgasse sowie die Ein- und Auslagerungsvorgänge im regulären Betrieb überwachen. Ein Ausfall dieser sicherheitstechnischen Einrichtung kann zum Fehlverhalten der Maschine führen. Eine



Abb. 1.4: Regalbediengeräte in einem Hochregallager [Quelle: SSI Schäfer Noell GmbH]

Kollision massiver Teile des Regalbediengerätes mit dem Regal kann Schäden verursachen, die den normalen Betrieb des Lagers beeinträchtigen können und im schlimmsten Fall zum Kollaps des Gesamtsystems führen.

1.1 Ausgangssituation und Fragestellung

Regalbediengeräte und Regale treten im System *Hochregallager* bei jedem Ein- oder Auslagerungsvorgang miteinander in Wechselwirkung. Das Regalbediengerät überwacht dabei den Positioniervorgang der Ladeinheit im Regalfach durch sensorische Einrichtungen. Beispielsweise wird der Einlagerungsvorgang erst freigegeben, wenn die sog. *Fach-Belegt Erkennung* keine Ladeinheit im Regalfach feststellt.

Im Falle eines Ausfalls der Fach-Belegt Erkennung wird eine Ladeinheit an einem Regalplatz eingelagert, an dem sich bereits eine Ladeinheit befindet. Eine Kollision zwischen den Ladeeinheiten ist unvermeidlich. Die Reaktion der dünnwandigen offenen Profile für Palettenträger und Regalstützen ist aufgrund dieser stoßartigen Belastung nur schwer einschätzbar. Sie besitzen in ihrer Hauptbelastungsrichtung zwar sehr hohe Steifigkeitswerte, sind aber aufgrund des zum Schwerpunkt versetzten Schubmittelpunktes anfällig gegenüber Querkraft- und Torsionsbeanspruchungen. Durch ihre geringe Wandstärke weisen sie zudem bei Kollision mit massiven Teilen des Regalbediengerätes einen geringen Widerstand auf. Eine zu große Veränderung des Profilquerschnitts begünstigt das Knicken des Bauteils und führt im schlimmsten Fall zum Versagen der Gesamtstruktur.

Vor diesem Hintergrund ist die Herabsetzung der Teilsicherheitsbeiwerte für Regale in automatischen Hochregallagern nach prEN 15512 [prEN15512] gegenüber DIN 18800 [DIN18800] kritisch zu sehen. Die resultierende Sicherheit gegen Versagen soll um mehr als 20 % gesenkt werden.

In engem Zusammenhang mit prEN 15512 [prEN15512] steht prEN 528 [prEN528]. Sie verpflichtet im Speziellen den Regalbediengerätehersteller zur Angabe von maximal auftretenden Kräften im Betrieb. Diese Kräfte sollen von statischer Natur sein und die maximale Beanspruchung des Regals durch das Regalbediengerät darstellen. Mit dieser Information

soll die Auslegung des Stahlbaus des Regals sowie sicherheitsrelevanter Elemente wie der *Durchschubsicherung* erfolgen. Sie wird zwischen den hinteren Stützen des Regalfaches angebracht und soll das Durchschieben einer Ladeinheit aus dem Regalplatz verhindern. Die maximal auftretenden Kräfte sind Regalbediengerätehersteller jedoch nicht bekannt. Ganz im Gegenteil, sie sind stark abhängig von der Konstruktion des noch nicht existierenden Regals. Die Kräfte, die während einer Kollision massiver Teile des Regalbediengerätes mit dem Regal entstehen, hängen maßgebend von den elastischen Eigenschaften beider Partner ab.

Ein weiterer wichtiger Punkt ist die EU-Maschinenrichtlinie 2006/42/EG. Dem Hersteller von Maschinen wird mehr Verantwortung bei der Bewertung und Vorsorge gegen vorhersehbare Fehlfunktionen und vorhersehbaren Missbrauch übertragen. Sie nimmt damit massiven Einfluss auf das Inverkehrbringen und die Vermarktung von Maschinen im europäischen Wirtschaftsraum. Werden die Anforderungen der Richtlinie eingehalten, muss jeder EU-Mitgliedstaat gestatten, die Maschine in Verkehr zu bringen. Ist dies nicht der Fall, kann die Einführung untersagt und eine Rückrufaktion für bereits eingeführte Maschinen angeordnet werden. Die Richtlinie greift ebenso bei auswechselbaren Ausrüstungen und Sicherheitsbauteilen in Anlagen. Im Falle der Regale betrifft dies konkret die Durchschubsicherung. In prEN 528 [prEN528] werden Lastannahmen zur Auslegung der Durchschubsicherung getroffen, die bislang keine fundierte Basis haben.

Es stellt sich demnach die Frage, ob die bisher angesetzten Belastungen in den einschlägigen Normen den Realitäten der heutigen hochdynamischen Lager entsprechen und welche Auswirkungen Fehlfunktionen der Regalbediengeräte auf das Hochregallager bzw. auf die sicherheitsrelevanten Einrichtungen wie der Durchschubsicherung besitzen.

1.2 Zielsetzung und Gliederung der Arbeit

Es sind viele Szenarien denkbar, in denen das Regalbediengerät das Regal durch eine Fehlfunktion ausserordentlich hoch belasten kann. In dieser Arbeit werden die drei Vorgänge

- Anfahren der Durchschubsicherung
- Unsanftes Absetzen einer Ladeinheit und
- Durchfallen von Ware auf die darunter liegende Ebene

eingehend untersucht. Für die Berechnungen stehen zwei Regale unterschiedlicher Bauweise und statischer Auslegung zur Verfügung:

- Freistehendes Regal, Auslegung nach prEN 15512 [prEN15512]
- Regal in Silobauweise, Auslegung nach RMI [RMI-05]

Um eine genaue Aussage über die Höhe und den zeitlichen Verlauf der Regalbelastung zu erhalten, müssen geeignete Finite Elemente Modelle des Regals und des Regalbediengerätes entwickelt werden. Dynamische Rechnungen sollen Einblicke in das komplexe Antwortverhalten des Regalbediengerätes und der Regalstruktur geben, die sich aufgrund einer Kollision massiver Teile des Regalbediengerätes mit dem Regal ergeben.

Durch das *Anfahren der Durchschubsicherung* sollen Kenntnisse über den zeitlichen Verlauf der Belastung von Regal und Durchschubsicherung gewonnen werden. Die Auswertung der Spannungen, plastischen Dehnungen und Verformungen der Durchschubsicherung dienen zur Überprüfung der Lastannahmen in prEN 528 [prEN528] bzgl. der Auslegung der Durchschubsicherung. Des Weiteren kann entschieden werden, ob die Durchschubsicherung die Ladeinheit vom Absturz in das darunter liegende Regalfach abhalten kann, bzw. ob ein Durchschieben der Ladeinheit möglich ist.

Die Auswertung der Spannungen und plastischen Dehnungen in den Regalstützen soll Aufschluss über die Belastung des Regals geben und inwieweit eine Gefährdung der Stabilität des Gesamtsystems vorliegt. Die Ergebnisse dienen zur Überprüfung der gesenkten Teilsicherheitsbeiwerte in prEN 15512 [prEN15512] bzgl. der korrekten Auslegung des Stahlbaus des Regals. Die Auswertung der Berechnungen wird in der Mitte des Regals in allen Ebenen durchgeführt. Im Lagerfach selbst wird dann die Fachposition Mitte und links untersucht.

Nach der Ermittlung des Regalfachs, bei dem die höchsten Regalbelastungen auftreten, wird für dieses das Anfahren der Durchschubsicherung näher untersucht. Die Variation der Einlagerungsgeschwindigkeit, Grenzkraft der Rutschkupplung sowie der Massen der Ladeeinheiten im Regal und auf den Teleskopgabeln des Regalbediengerätes gibt Aufschluss über den/die maßgebenden Einflussparameter für die Regalbelastung.

Der Vorgang *Unsanftes Absetzen einer Ladeinheit* soll Einblicke in die Belastung von Palettenträger und Stützen geben, die sich durch das Absetzen der Ladeinheit am Lagerplatz ergeben. Die Auswertung der maximal auftretenden Spannungen und plastischen Dehnungen erfolgt in allen Ebenen des Regals. Eine Bewertung der zeitlichen Verläufe der Vergleichsspannung erfolgt durch einen Dynamikbeiwert. In den untersuchten Regalen weisen die Regalfächer eine Dreiplatzlagerung auf, wohingegen prEN 15512 [prEN15512] lediglich Lastannahmen für Palettenträger im Falle der Einplatzlagerung vorgibt. Für Mehrplatzlagerung macht die Norm keine Aussage. Die Ergebnisse aus den Rechnungen liefern neue Erkenntnisse bzgl. der Belastung der Palettenträger bei Dreiplatzlagerung sowie eine Aussage über eine mögliche Übertragbarkeit der Lastannahmen in der Norm von Einplatz- auf Mehrplatzlagerung.

Das Szenario *Durchfallen von Ware auf die darunter liegende Ebene* dient zur Ermittlung der Regalbelastung, falls die Durchschubsicherung ihren Zweck nicht erfüllt. Die Ladeinheit wird vom Palettenträger geschoben und stürzt in die darunter liegende Ebene. Die Ergebnisse geben Einblicke in die Verformung der Palettenträger und Stützen. Eine Aussage über die Stabilität des Gesamtsystems wird möglich.

Durch die aufwändige Modellbildung und die langen Rechenzeiten bei dynamischen Analysen entstand der Wunsch, mit einem analytischen Modell die Belastung des Regals und der Durchschubsicherung abschätzen zu können. Basierend auf einer Energiebetrachtung wird für das Anfahren der Durchschubsicherung eine Näherungslösung für die Verformung von Regal und Durchschubsicherung und die in das Regal eingeleiteten Kräfte entwickelt. Die Berechnungsmethode und Modellierungstechnik wird für das Anfahren der Durchschubsicherung durch experimentelle Untersuchungen verifiziert. Dazu werden an einer Versuchsanlage Dehnmessstreifen (DMS)-, Kraft- und Wegmessungen durchgeführt. Der Vergleich von Messung und Berechnung wird zeigen, dass die durchgeführten Simulationen ein wirklichkeitsnahes Abbild der tatsächlich auftretenden Regalbelastungen darstellen. Die Auslegung dieses Palettenhochregallagers wurde ebenso nach prEN 15512

[prEN15512] vorgenommen.

Einen kurzen Überblick über alle in dieser Arbeit betrachteten Regale gibt Tab. 1.1.

	Freistehendes Regal	Regal in Silobauweise	Versuchsregal für Messungen
Höhe des Regals	14 m	36 m	10 m
Lagerfachtiefe	einfachtief	doppeltief	doppeltief
Fachbreite	Dreiplatzlagerung 3120 mm	Dreiplatzlagerung 2830 mm	Dreiplatzlagerung 3120 mm
Nennlast einer Ladeinheit	1,0 to	0,8 to	1,0 to
Einlagerungs- geschwindigkeit	0,65 m/s ¹	0,87 m/s	0,7 m/s
Lagerfüllungsgrad	100 %	100 %	30 %
Fachhöhe/n	1750 mm	1004 mm, 2054 mm, 2850 mm	2200 mm

Tab. 1.1: Daten aller untersuchter Regale

¹ Aufgrund der geringen Lagerfachtiefe wird nicht die max. Endgeschwindigkeit der Teleskopgabeln wie im Falle des Regals in Silobauweise erreicht.

2 Stand der Technik

Tragwerke müssen ihre Zweckbestimmung während ihrer vorgesehenen Nutzungsdauer erfüllen. Das bedeutet, dass sie allen äusseren Belastungen standhalten müssen, denen sie während der Nutzungsdauer ausgesetzt sein können. Sie müssen mechanischen, chemischen, biologischen und klimatischen Einwirkungen ohne Verlust der Tragfähigkeit und ohne Einschränkung der Gebrauchstauglichkeit widerstehen.

Eine Richtlinie über die Höhe der zu erwartenden Lasten sowie der Werkstoffbeanspruchung geben Normen. Für die Mehrzahl der Normen kann man behaupten, dass die Grundlage der Sicherheitsfestlegungen aus der Erfahrung mit früher ausgeführten Bauwerken besteht. Sicherheitsbeiwerte wurden nicht berechnet, sie wurden in Normengremien diskutiert, festgelegt und von Behörden bestätigt. Als Basis dienen Erfahrung, Gefühl und evtl. der Vergleich mit ausländischen Vorschriften sowie den Empfehlungen internationaler Gremien. Sind die Lasten bekannt, kann mit Hilfe der technischen Mechanik eine statische Analyse des Tragwerks vorgenommen werden, um den Verlauf der inneren Kräfte zu bestimmen. Der Vergleich der inneren Kräfte bzw. Bauteilspannungen mit den vorgesehenen Werkstoffen gibt Aufschluss, ob das Bauteil in seinen Dimensionen richtig festgelegt wurde.

In diesem Kapitel wird in einem ersten Schritt das prinzipielle Verfahren zur Auslegung von Tragwerken nach Norm aufgezeigt. Danach soll im Speziellen die sog. *Methode der Grenzzustände* als modernes Auslegungsverfahren genauer betrachtet werden. Sie ist Grundlage der Bemessung in den Normen DIN 18800 [DIN18800] und prEN 15512 [prEN15512]. In Abschnitt 2.3 wird beispielhaft das Vorgehen der Auslegung einer Regalstruktur nach prEN 15512 und DIN 18800 bzgl. eines bestimmten Lastfalls beschrieben. Der Vergleich der Teilsicherheitsbeiwerte und globalen Sicherheit zwischen den beiden Normen soll Aufschluss geben, in welchem Maß die in der Einleitung angesprochene Reduzierung der Teilsicherheitsbeiwerte stattgefunden hat.

2.1 Die Prinzipien der Auslegungsverfahren nach Norm

Normen bestehen aus Prinzipien und Anwendungsregeln. Das klassische, statische Auslegungsverfahren nach Norm sieht die Angabe von sog. *Beiwerten* vor. Diese werden mit den Lasten multipliziert, um so die Unsicherheit in der Streuung zu erfassen. Dynamische Wirkungen der Lasten werden in einer statischen Rechnung durch *Dynamikbeiwerte* bzw. durch pauschale Angaben zur Dynamik der Lasten berücksichtigt. Die Abmessungen der Konstruktion und die zu verwendenden Materialien können derart festgelegt werden, dass die Beanspruchbarkeit R immer größer als die Beanspruchung S ist

$$R > S \tag{2.1}$$

Der Sicherheitsabstand Z zwischen Beanspruchbarkeit R und Beanspruchung S muss derart gewählt werden, dass

$$Z = R - S \geq 0 \quad (2.2)$$

immer erfüllt ist. Das bedeutet, dass die Beanspruchbarkeit R während der gesamten Nutzungsdauer des Tragwerks stets größer als die Beanspruchung S ist. Die Beanspruchung S ist meistens eine Funktion der Zeit und solange diese das Niveau der Beanspruchbarkeit nicht überschreitet, tritt kein Versagensfall auf.

Die *Methode der Grenzzustände* bildet zusammen mit einem System von Teilsicherheitsbeiwerten die Grundlage für Nachweisgleichungen der vereinheitlichten europäischen Normen (siehe [Eur-89] und [Eur-90]). Zur Berechnung der Grenzzustände werden an bestimmten Stellen des Berechnungsalgorithmus Teilsicherheitsbeiwerte eingeführt. Sie werden den Nennwerten einzelner Basisvariablen als Multiplikator, Divisor oder additives Element zugeordnet.

2.2 Die Methode der Grenzzustände als modernes Auslegungsverfahren in Normen

Die Methode der Grenzzustände fordert den Nachweis der *Tragfähigkeit* und *Gebrauchstauglichkeit* des Tragwerks (siehe Abb. 2.1).

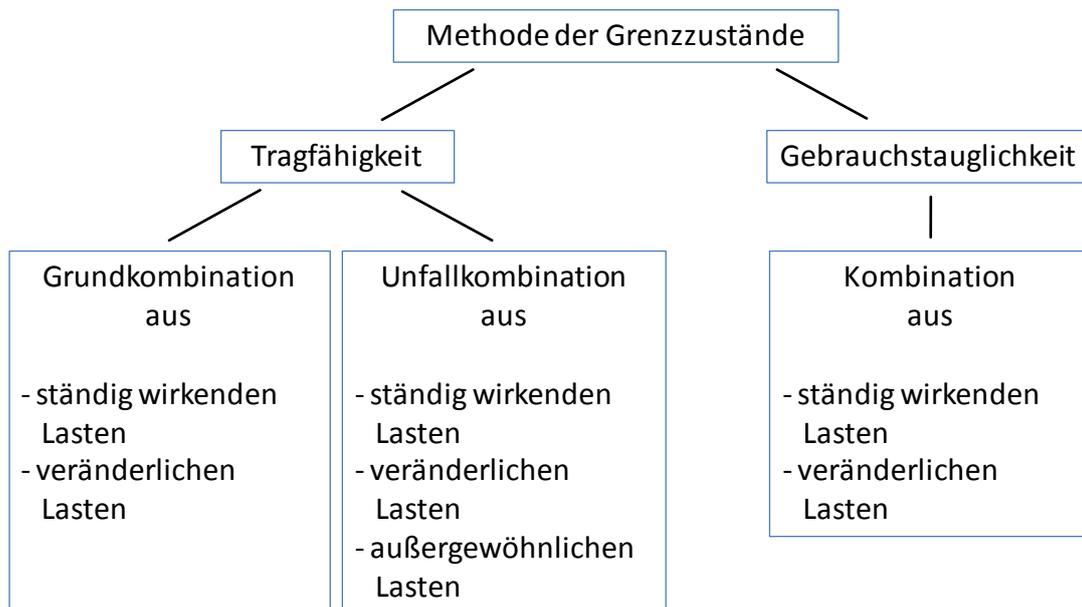


Abb. 2.1: Methode der Grenzzustände

Der Grenzzustand der Tragfähigkeit entspricht der maximalen Tragfähigkeit der Konstruktion. Es wird zwischen der *Grund-* und *Unfallkombination* unterschieden. Eine Grundkombination besteht aus den ständigen und veränderlichen Lasten. Die Unfallkombination nimmt zu diesen Lasten zusätzlich noch die außergewöhnlichen Lasten mit hinzu.

Die Verifizierung des Grenzzustands der Gebrauchstauglichkeit stellt das richtige Funktionieren der Elemente unter Betriebsbedingungen sicher. Es reicht aus, lediglich die Verformungen oder Durchbiegungen, die das Aussehen oder die effektive Nutzung der Konstruktion beeinflussen, zu betrachten.

In der Methode der Grenzzustände werden vier Typen von Teilsicherheitsbeiwerten unterschieden:

1. Teilsicherheitsbeiwert γ_f zur Erfassung der Streuung in den Lasten:

Mit dem Lastfaktor γ_f sollen natürliche Streuungen der Lasten, mögliche Ungenauigkeiten im stochastischen Lastmodell und Abweichungen von den normalen Nutzungsbedingungen erfaßt werden. Er soll unabhängig vom Werkstoff sein. Der Lastfaktor hängt vom betrachteten Grenzzustand ab. Er ist für die Grenzzustände der Tragfähigkeit höher als für die Grenzzustände der Gebrauchstauglichkeit.

2. Teilsicherheitsbeiwert γ_m zur Erfassung der Streuung des Materials:

Mit dem Materialfaktor γ_m sollen Unsicherheiten infolge der Streuungen der Werkstoffkennwerte abgedeckt werden. Dazu gehört die Abweichung vom charakteristischen Wert durch zufällige Eigenschaften des Werkstoffes, als auch die Ungewißheiten in den Beziehungen zwischen den Materialeigenschaften im Tragwerk.

3. Teilsicherheitsbeiwert γ_d , der Modellungenauigkeiten abdeckt:

In den Berechnungen müssen vereinfachte Annahmen über das Verhalten der Systeme, der Querschnitte, des Materials, der Verbindungen zwischen einzelnen Teilsystemen usw. getroffen werden. Durch diese Annahmen wird die Berechenbarkeit der vorliegenden Aufgabe erst ermöglicht, verursacht aber Fehler bzw. Ungenauigkeiten, die systematischen oder stochastischen Charakter haben. Um diese Ungenauigkeiten abzudecken, wird der Sicherheitsfaktor γ_d eingeführt.

4. Teilsicherheitsbeiwert γ_n , der die Folgen im potentiellen Schadensfall berücksichtigt:

Das Sicherheitsniveau des Tragwerks hängt maßgeblich davon ab, ob bei dessen Versagen eine Gefahr für Leib und Leben von Menschen, sehr hohe ökonomische Verluste für große Bereiche der Wirtschaft oder sehr hohe Umweltschäden zu erwarten sind. Der Sicherheitswert γ_n kann nur den Anteil der Versagenswahrscheinlichkeit erfassen, der vom Sicherheitsabstand der Bemessung abhängt. Nach [ISO2394] werden drei *Zuverlässigkeitsklassen* definiert, in der die Tragwerke ihrer Bedeutung nach eingeordnet werden.

Für den Nachweis der Tragfähigkeit sind im Falle der prEN15512 folgende Untersuchungen höchst belasteter Bauteile vorgeschrieben:

- Nachweis der Festigkeit
- Stabilität gegen Umstürzen und Verschiebung
- Übermäßige örtliche Verformung
- Bruch aufgrund von Ermüdung

Die Art und Zusammenstellung der Untersuchungen bzgl. der Tragfähigkeit und Gebrauchstauglichkeit ist abhängig von der jeweiligen Norm. Sie werden zweckmäßig auf das in der Norm beschriebene mechanische System angegeben.

2.2.1 Klassifizierung von Beanspruchungen auf ein Tragwerk

Die Beanspruchung F_d des Tragwerks wird aus den Lasten oder Einwirkungen F_k allgemein zu

$$F_d = \gamma_f \cdot \gamma_d \cdot \gamma_n \cdot \psi \cdot \phi \cdot F_k \quad (2.3)$$

bestimmt. In Gleichung (2.3) wird die Streuung der Last F_k durch den Teilsicherheitsbeiwert γ_f , die Unsicherheiten des Modells durch γ_d sowie die Differenzierung des Sicherheitsniveaus durch γ_n vorgenommen (siehe Abschnitt 2.2). Der Faktor ψ wird als Kombinationswert bezeichnet und bei zwei oder mehr veränderlichen Einwirkungen mit in die Gleichung hinzugenommen. Dynamische Effekte werden durch den Dynamikbeiwert ϕ berücksichtigt.

Die Einwirkungen auf ein Tragwerk werden in

- ständige Einwirkungen G_d
- veränderliche Einwirkungen $Q_{d,i}$ und
- außergewöhnliche Einwirkungen F_A

unterteilt. Für den Nachweis der Tragfähigkeit und Gebrauchstauglichkeit werden zwei Einwirkungskombinationen unterschieden:

- Berücksichtigung einer ungünstigen Last
- Berücksichtigung aller ungünstigen Lasten

Die Kombination der Einwirkungen und die Höhe der Teilsicherheitsbeiwerte hängen von der speziell gewählten Norm ab. In den folgenden Kapiteln wird herausgearbeitet, welche Gemeinsamkeiten prEN 15512 und DIN 18800 in Bezug auf die Kombination der Einwirkungen besitzen und welche Teilsicherheitsbeiwerte zu wählen sind. Der Einfachheit halber wird im Weiteren auf die Teilsicherheitsbeiwerte γ_f und γ_m eingegangen. Die Teilsicherheitsbeiwerte γ_d und γ_n werden mit dem Zahlenwert 1,0 belegt, was der Einordnung des Tragwerks in eine mittlere Zuverlässigkeitsklasse nach [ISO2394] entspricht.

2.2.2 Werkstoffkennwerte und Widerstandsbeiwerte

Der Widerstandsbeiwert γ_m soll die Unsicherheiten infolge der Streuungen der Materialeigenschaften erfassen. Dazu gehören Ungewissheiten in den Beziehungen zwischen den Materialeigenschaften im Tragwerk und mögliche Abweichungen bei Prüfverfahren an Messkörpern.

Der Grenzwert der Bemessungsspannung f_{Rd} , der der Konstruktion von Bauteilen zugrunde gelegt wird, berechnet sich aus dem Quotienten des Nennwertes der Fließspannung f_{yk} des Werkstoffes und dem Widerstandsbeiwert γ_m zu

$$f_{Rd} = \frac{f_{yk}}{\gamma_m} \quad (2.4)$$

Als Beispiel seien die Widerstandsbeiwerte aus DIN 18800, S. 43, für den Nachweis der Tragfähigkeit und Gebrauchstauglichkeit zitiert:

- Tragfähigkeit $\gamma_m = 1,1$
- Gebrauchstauglichkeit $\gamma_m = 1,0$

2.3 Vergleich zwischen der Auslegung einer Regalstruktur nach prEN 15512 und DIN 18800

Im folgenden Abschnitt wird beispielhaft das Vorgehen bei Auslegung eines Regals unter einem bestimmten Lastfall nach prEN 15512 und DIN 18800 durchgeführt. Beiden Normen liegt die Methode der Grenzzustände als Auslegungsverfahren zugrunde. Sie wurde in Abschnitt 2.2 kurz vorgestellt.

2.3.1 Teilsicherheitsbeiwerte und Kombination der Einwirkungen auf ein Tragwerk nach prEN 15512

In prEN 15512, S. 34, werden zwei Kombinationen für mögliche Einwirkungen auf ein Tragwerk unterschieden. Bei Berücksichtigung einer ungünstigen veränderlichen Einwirkung gilt für die m-te Lastgruppe:

$$F_{LG,m} = \sum_{i=1}^n \gamma_{G,i} \cdot G_{k,i} + \gamma_Q \cdot Q_{k,1} \quad (2.5)$$

Der erste Term der rechten Seite fasst alle ständigen Einwirkungen zusammen, der zweite Term berücksichtigt die eine veränderliche Last. Bei Berücksichtigung sämtlicher ungünstiger veränderlicher Einwirkungen gilt:

$$F_{LG,m} = \sum_{i=1}^n \gamma_{G,i} \cdot G_{k,i} + 0,9 \cdot \sum_{j=1}^p \gamma_{Q,j} \cdot Q_{k,j} \quad (2.6)$$

Für den Grenzzustand der Tragfähigkeit definiert prEN 15512 die Teilsicherheitsbeiwerte nach Tab. 2.1.

	Grenzzustand der Tragfähigkeit	Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit
Ständige Einwirkungen γ_G		
- mit ungünstiger Auswirkung	1,3	1,0
- mit günstiger Auswirkung	1,0	1,0
Veränderliche Einwirkungen γ_Q		
- Verkehrslasten	1,3	1,0
- Lasteinheiten	1,0	1,0
- Lasteinheiten bei Regalen mit autom. Regalbediengeräten	1,4 oder 1,3 ¹	1,0
- Beschickungslasten	1,4	

Tab. 2.1: Teilsicherheitsbeiwerte für ständige- und veränderliche Einwirkungen nach prEN 15512

¹ Gilt für ein Lagersystem mit automatischen Regalbediengeräten, einschließlich dem Wiegen sämtlicher Lasteinheiten und der Rückweisung aller Lasteinheiten, die mehr als die Solllast des Regals wiegen. Der Belastungsfaktor für Lasteinheiten kann für den Nachweis der Ständerrahmen und für die globale Stabilität von 1,4 auf 1,3 reduziert werden. Für die Träger gilt dennoch 1,4.

Für den Nachweis der Tragfähigkeit und Gebrauchstauglichkeit werden in prEN 15512, S. 3, folgende Widerstandsbeiwerte für das Material angegeben:

- Tragfähigkeit $\gamma_m = 1,1$ in Deutschland
- Tragfähigkeit $\gamma_m = 1,0$ EU-weit, ohne Deutschland
- Gebrauchstauglichkeit $\gamma_m = 1,0$ EU-weit

Mit diesen Informationen lassen sich verschiedene Lastgruppen aus den Gleichungen (2.5) und (2.6) formulieren und deren Wirkung auf den Stahlbau des Regals bestimmen. Beispielhaft soll im folgenden der Lastfall *Beschickungslast durch das Regalbediengerät* näher betrachtet werden.

Lastfall: Beschickungslast durch das Regalbediengerät nach prEN 15512

Als ständig wirkende Last ist das Eigengewicht $G_{k,E}$ des Stahlbaus des Regals zu sehen, wohingegen die

- Palettenlast $Q_{k,P}$
- horizontale Beschickungslast $Q_{k,B}$ durch das Regalbediengerät

als veränderliche Lasten gelten. Mit den Teilsicherheitsbeiwerten aus Tab. 2.1 und Gleichung (2.6) ergibt sich für die Stützenlast

$$Q_{d,ST} = 1,3 \cdot G_{k,E} + 0,9 \cdot 1,4 \cdot Q_{k,P} \quad (2.7)$$

und für die Beschickungslast des Regalbediengerätes

$$Q_{d,RBG} = 0,9 \cdot 1,4 \cdot Q_{k,B} \quad (2.8)$$

Nach prEN 15512 kann der Teilsicherheitsbeiwert für die Palettenlast von 1,4 auf 1,3 gesenkt werden. Voraussetzung hierfür ist das Wiegen der Ladeeinheiten, um die exakte Fachlast einhalten zu können

$$Q_{d,ST} = 1,3 \cdot G_{k,E} + 0,9 \cdot 1,3 \cdot Q_{k,P} \quad (2.9)$$

Abb. 2.2 zeigt die Wirkung der Stützenlast $Q_{d,ST}$ und die einzeln wirkende horizontale Beschickungslast $Q_{k,B}$ des Regalbediengerätes.

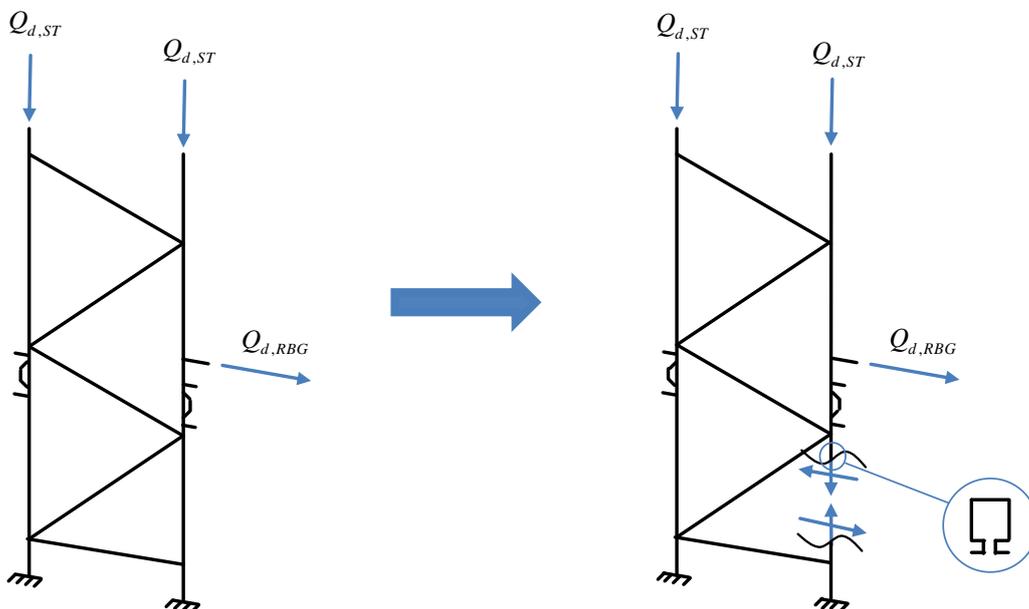


Abb. 2.2: Stütze unter Einwirkung der Eigen- und Palettenlast $Q_{d,ST}$ und horizontaler Beschickungslast $Q_{d,RBG}$ durch das Regalbediengerät

Nach Bestimmung der Schnittkräfte und Festlegung einer Querschnittsform, kann die maximal im Tragwerk auftretende Spannung $\lim \sigma$ ermittelt werden. Der Vergleich von Beanspruchung $\lim \sigma$ des Tragwerks mit der Beanspruchbarkeit durch den Widerstandsbeiwert f_{Rd} (siehe Gleichung (2.4)) für das Material liefert die Aussage, ob der gewählte Querschnitt ausreichend dimensioniert ist:

$$\lim \sigma < f_{Rd} \quad (2.10)$$

Dieser Festigkeitsnachweis ist Teil des Nachweises der Tragfähigkeit (siehe Abschnitt 2.2). Mit Kenntnis des Querschnitts können die restlichen Nachweise der Tragfähigkeit und die Nachweise der Gebrauchstauglichkeit geführt werden.

2.3.2 Teilsicherheitsbeiwerte und Kombination der Einwirkungen auf ein Tragwerk nach DIN 18800

In DIN 18800, S. 40, werden zwei Kombinationen für mögliche Einwirkungen auf ein Tragwerk unterschieden. Bei Berücksichtigung einer ungünstigen Last gilt für die Bemessungswerte der ständigen Einwirkungen

$$G_d = \gamma_F \cdot G_k \quad \text{mit} \quad \gamma_F = 1,35 \quad (2.11)$$

und für die veränderliche Einwirkung

$$Q_{d,i} = \gamma_F \cdot Q_{k,i} \quad \text{mit} \quad \gamma_F = 1,5 \quad \text{und} \quad \psi_i = 0,9 \quad (2.12)$$

Bei Berücksichtigung aller ungünstigen Lasten gilt für die Bemessungswerte der ständigen Einwirkungen ebenso Gleichung (2.11) und für die i -te veränderliche Einwirkung

$$Q_{d,i} = \gamma_F \cdot \psi_i \cdot Q_{k,i} \quad \text{mit} \quad \gamma_F = 1,5 \quad \text{und} \quad \psi_i = 0,9 \quad (2.13)$$

Nach DIN 18800, S. 40, dürfen in den Gleichungen (2.12) und (2.13) die Teilsicherheitsbeiwerte $\gamma_F = 1,5$ bis auf $\gamma_F = 1,35$ gesenkt werden, sofern die veränderlichen Einwirkungen kontrolliert, bzw. genaue Kenntnis über die Höhe der Einwirkung vorliegt.

Für den Nachweis der Tragfähigkeit und Gebrauchstauglichkeit werden in DIN 18800, S. 43, folgende Widerstandsbeiwerte für das Material angegeben:

- Tragfähigkeit $\gamma_m = 1,1$
- Gebrauchstauglichkeit $\gamma_m = 1,0$

Mit diesen Daten kann in gleicher Weise der Lastfall *Beschickungslast durch das Regalbediengerät* betrachtet werden, um so die Veränderungen zu prEN 15512 aufzuzeigen.

Lastfall: Beschickungslast durch das Regalbediengerät nach DIN 18800

Die Höhe der Einwirkung aufgrund des Eigengewichts der Regalstruktur, Palettenlast und Beschickungslast durch das Regalbediengerät kann durch die Gleichungen (2.11), (2.12) und (2.13) zu

$$Q_{d,ST} = 1,35 \cdot G_{k,E} + 0,9 \cdot 1,5 \cdot Q_{k,P} \quad (2.14)$$

und für die Beschickungslast des Regalbediengerätes

$$Q_{d,RBG} = 0,9 \cdot 1,5 \cdot Q_{k,B} \quad (2.15)$$

bestimmt werden. Nach DIN 18800, S. 40, ist es zulässig, den Teilsicherheitsbeiwert für die Palettenlast von 1,5 auf 1,35 zu senken. Die Höhe der Einwirkung der Palettenlast wird gemindert und Gleichung (2.14) modifiziert sich zu

$$Q_{d,ST} = 1,35 \cdot G_{k,E} + 0,9 \cdot 1,35 \cdot Q_{k,P} \quad (2.16)$$

2.3.3 Vergleich der Teilsicherheitsbeiwerte in prEN 15512 und DIN 18800

Ein direkter Vergleich der Teilsicherheitsbeiwerte beider Normen zeigt Tab. 2.2. Die globale Sicherheit gegen Versagen berechnet sich durch Multiplikation der Teilsicherheitsbeiwerte für Lasten und Material.

In prEN 15512, S. 2, gibt ein normativer Anhang Auskunft über eine nationale Abweichung bzgl. γ_m . Der Nachweis der Tragfähigkeit ist in Deutschland mit dem Teilsicherheitsbeiwert $\gamma_m = 1,1$ durchzuführen. In den restlichen Ländern der Europäischen Union kann der Teilsicherheitsbeiwert auf $\gamma_m = 1,0$ reduziert werden.

	γ_f	γ_m	Globale Sicherheit gegen Versagen
DIN 18800	1,5	1,1	1,65
	1,35 ¹	1,1	1,49
prEN 15512 (innerhalb Deutschland)	1,4	1,1	1,54
	1,3 ²	1,1	1,43
prEN 15512 (EU-weit, ohne Deutschland)	1,4	1,0	1,4
	1,3 ²	1,0	1,3

Tab. 2.2: Teilsicherheitsbeiwerte für veränderliche Lasten nach DIN 18800 und prEN 15512 und Globale Sicherheit gegen Versagen

¹ Für kontrollierte veränderliche Einwirkungen dürfen nach DIN 18800, S. 40, kleinere Teilsicherheitsbeiwerte als $\gamma_f = 1,5$ verwendet werden. Sie dürfen aber nicht kleiner als $\gamma_f = 1,35$ sein.

² Gilt für ein Lagersystem mit automatischen Regalbediengeräten, einschließlich dem Wiegen sämtlicher Lasteinheiten und der Rückweisung aller Lasteinheiten, die mehr als die Solllast des Regals wiegen. Der Belastungsfaktor für Lasteinheiten kann für den Nachweis der Ständerrahmen und für die globale Stabilität von 1,4 auf 1,3 reduziert werden. Für die Träger gilt dennoch 1,4.

Vor diesem Hintergrund läßt sich die Reduzierung der globalen Sicherheit gegen Versagen bestimmen. Die größte Reduzierung ergibt sich im Falle der Anwendung beider Normen ausserhalb Deutschlands unter Nichtberücksichtigung der möglichen Reduzierung des Teilsicherheitsbeiwertes γ_f nach DIN 18800 von 1,5 auf 1,35 (siehe Fußnote 1 in Tab. 2.2). Die globale Sicherheit wird maximal um

$$\Delta_{S,max} = \frac{1,65 - 1,3}{1,65} = 0,2121 \approx 21\%$$

reduziert. Bei einer Reduzierung von γ_f nach DIN 18800 von 1,5 auf 1,35 wird die globale Sicherheit gegen Versagen um

$$\Delta_S = \frac{1,49 - 1,3}{1,49} = 0,1275 \approx 13\%$$

gesenkt.

Die Untersuchung der Auswirkung einer Reduzierung der Teilsicherheitsbeiwerte in prEN 15512 gegenüber DIN 18800 auf die Regalstruktur ist zentraler Gegenstand dieser Arbeit. In Abschnitt 3.1 werden drei Regale vorgestellt, von denen zwei nach prEN 15512 ausgelegt wurden. Die strukturmechanischen Untersuchungen werden zeigen, inwieweit die Reduzierung der Teilsicherheitsbeiwerte gerechtfertigt ist und welchen Einfluss sie auf den Stahlbau des Regalsystems besitzt.

3 Modellbildung eines Hochregallagers mittels Finite Elemente Methoden

Die Methode der Finiten Elemente bietet die Möglichkeit, komplexe mechanische Systeme zu berechnen. Maßgebend für die Qualität der Lösung ist die sorgfältige Modellbildung bzw. Abbildung der Realität in ein geeignetes Rechenmodell. Die Wahl des Finite Elemente Programms hängt von der Anforderung der gestellten Aufgabe ab.

Im Rahmen dieser Arbeit werden transiente, dynamische Vorgänge untersucht. Der Auslöser für diese Dynamik ist das Ausfahren oder Absenken der Teleskopgabeln des Regalbediengerätes bzw. der Absturz der Ladeeinheit in die darunter liegende Ebene. Wesentlich hierbei ist, dass verschiedene Körper, wie z.B. die Teleskopgabeln des Regalbediengerätes oder die Ladeeinheit, miteinander in Wechselwirkung treten. Nichtlinearitäten aus Kontakt mit Reibung und Stößen sind ebenso wie das plastische Verformungsverhalten des Materials zu berücksichtigen. In dieser Arbeit wird auf das Crash-Simulationsprogramm LS-DYNA [Man-07] zurückgegriffen. Es wird von LSTC (Livermore Software Technology Corporation) ständig weiterentwickelt. Es hat sich in der Automobilindustrie vielfach bewährt und wird dort sehr erfolgreich zu Crash-Simulationen von Fahrzeugen eingesetzt. In Abschnitt 3.1 dieses Kapitels wird ein Überblick über die in dieser Arbeit untersuchten Regale gegeben und auf die Modellbildung der Stützen, Palettenträger, Diagonalen und Horizontalen Verbindungen sowie der Durchschubsicherung näher eingegangen.

Die Lösung der Bewegungsgleichungen kann durch implizite oder explizite Integrationsmethoden erfolgen. In dieser Arbeit wird ausschließlich die explizite Integrationsmethode in LS-DYNA verwendet (siehe Abschnitt 3.2). Sie eignet sich im besonderen zur zeitlichen Auflösung hochdynamischer Vorgänge, in denen geometrische und materielle Nichtlinearitäten vorkommen.

Um Rechenläufe zu automatisieren wurde eine Software entwickelt, die die Finite Elemente Daten generiert, den Antrieb des Regalbediengerätes im Rechenlauf überwacht und die Rechenergebnisse für das Postprocessing geeignet aufbereitet. In Abschnitt 3.3 wird auf diese Software eingegangen.

Abschließend wird in Abschnitt 3.4 eine Voruntersuchung dünnwandiger offener Profile mittels Schalen- und Balkenelementen vorgenommen. Ein Vergleich der beiden Modellierungstechniken wird zeigen, dass die Verwendung von Balkenelementen ausreichend ist, um die Belastung der Regalstruktur genau genug abzubilden.

3.1 Finite Elemente Modelle der untersuchten Regale

Im Rahmen dieser Arbeit werden drei Regale unterschiedlicher Bauweisen eingehend untersucht. Abb. 3.1 zeigt das freistehende, einfachtiefe Palettenhochregal. Die Auslegung des Stahlbaus wurde nach prEN 15512 [prEN15512] vorgenommen.

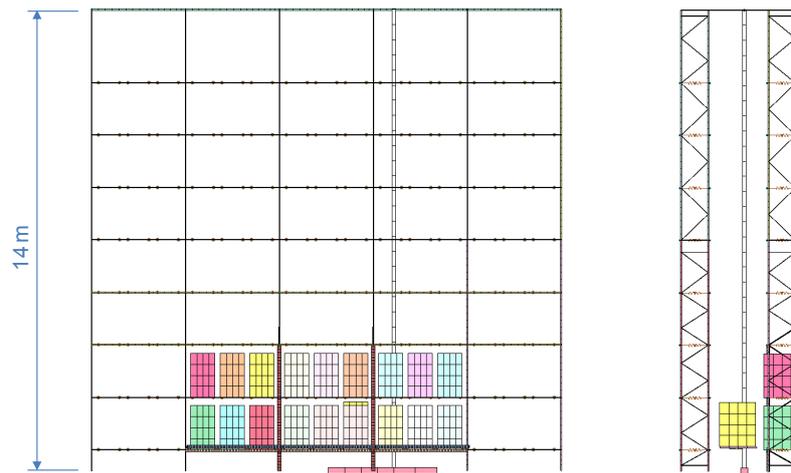


Abb. 3.1: Freistehendes Palettenhochregallager

Als zweites Regal wird ein Palettenhochregallager mit doppelttiefer Lagerung in Silobauweise untersucht (siehe Abb. 3.2). Seine statische Auslegung wurde gemäß der amerikanischen Norm RMI [RMI-05] durchgeführt.

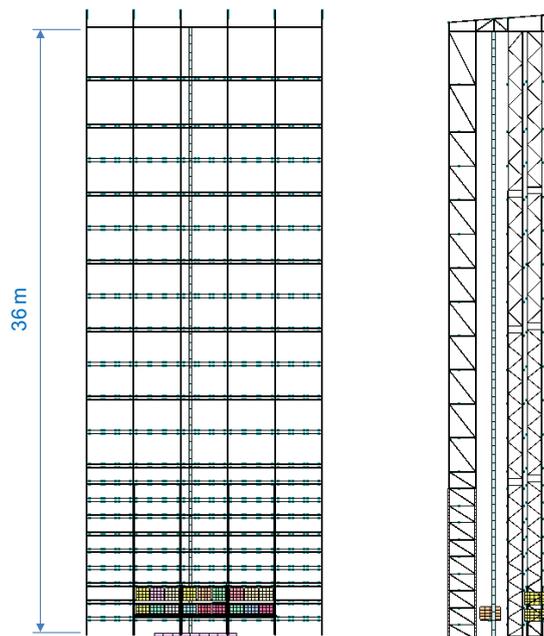


Abb. 3.2: Palettenhochregallager in Silobauweise

Als letztes Palettenhochregallager wird das Versuchsregal der SSI Schäfer Noell GmbH mit doppelttiefer Lagerung untersucht, an dem die experimentellen Untersuchungen zur Verifikation der Berechnungsansätze vorgenommen wurden (siehe Abb. 3.3).

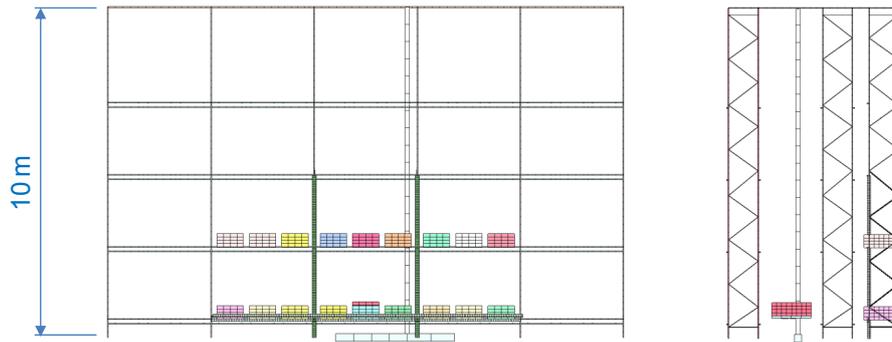


Abb. 3.3: Versuchsregal bei SSI Schäfer

Aufgrund der hohen Rechenzeiten (bis zu mehreren Tagen) umfassen die Modelle aller Regale nur das Einlagerungsfach und jeweils zwei der seitlich angrenzenden Regalfächer. Voruntersuchungen zeigten, dass diese reduzierten Modelle die gleichen Ergebnisse liefern wie eine Abbildung des gesamten Regals.

3.1.1 Modellbildung der Palettenträger, Stützen und Ladeeinheiten

Die Modellierung der Palettenträger und Stützen erfolgt in LS-DYNA [Man-07] für das Anfahrfach durch den Balkentyp 1. Mit diesem ist es möglich, elastisch-plastisches Materialverhalten eines selbst definierten Querschnitts abzubilden. Für beide Querschnitte wurde hierfür eine Integrationsregel in Abhängigkeit der Querschnittsabmessungen entwickelt (siehe Abb. 3.4). Um sicherzustellen, dass diese Elementformulierung alle nötigen Effekte eines dünnwandigen, offenen Profils abbildet, wurden stets vergleichende Untersuchungen an Schalenmodellen durchgeführt.

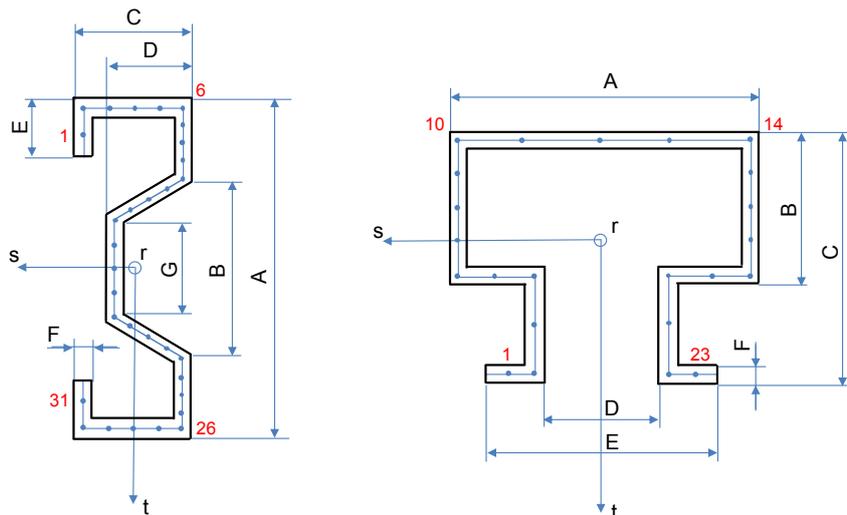


Abb. 3.4: Lage der Integrationspunkte des Palettenträger- und Stützenquerschnitts

Um den Rechenaufwand bei der Bestimmung der Lösung zu minimieren, wurde in Voruntersuchungen festgestellt, wie viele Regalfächer links- und rechts sowie ober- und unterhalb des Anfahr-faches durch eine elastisch-plastische Elementformulierung abgebildet werden müssen. In diesen Regalfächern werden die Ladeeinheiten exakt in ihrer geometrischen Form erfasst (siehe Abb. 3.5). Sie werden als starre Körper mit der Kontaktsteifigkeit *Stahl* modelliert und mit Kontakt und Reibung auf den Palettenträgern positioniert (siehe Abschnitt 3.1.3 sowie Tab. 4.1). Die Ladeeinheiten können somit als *Gitterboxen* angesehen werden. In Voruntersuchungen wurde sichergestellt, dass diese Modellbildung eine maximale Belastung der Regalstruktur hervorruft.

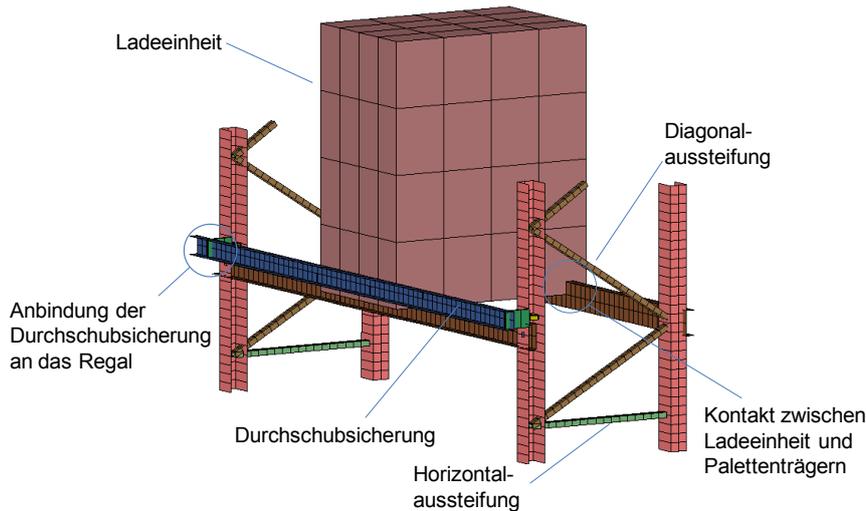


Abb. 3.5: Regalfach mit Ladeeinheiten, die als starre Körper mit Kontakt und Reibung auf den Palettenträgern positioniert werden

Alle übrigen Regalfächer werden mit dem Balkentyp 2 (siehe [Man-07]) modelliert. Er ist der einfachste Balkentyp in LS-DYNA, der als Eingabedaten die Querschnittsdaten des Palettenträgers sowie eines elastischen Materialgesetzes fordert. Die Abbildung der Ladeeinheiten in diesen Regalfächern erfolgt durch ein Ersatzmodell (siehe Abb. 3.6).

Die Aufteilung der Masse m_{LE} der Ladeeinheit erfolgt auf vier Massenpunkte, deren geometrischer Abstand so gewählt wird, dass sie den Ecken der Bodenfläche der Ladeeinheit entsprechen. Um den Effekt der *Scheibenwirkung* der Ladeeinheit auf den vorderen und hinteren Palettenträger abzubilden, werden die gegenüberliegenden Massepunkte durch diskrete Federelemente verbunden. Diesen Federelementen ist ein elastoplastisches Materialgesetz hinterlegt. Die elastische Steifigkeit wird sehr hoch gewählt, um zügig den horizontalen Ast der Fließgrenze zu erreichen. Die Höhe der Fließkraft entspricht der Reibkraft und ist damit abhängig vom Gewicht der Ladeeinheit sowie des Reibkoeffizienten zwischen Ladeeinheit und Palettenträger. Sie ergibt sich für eine Feder zu

$$F_y = \frac{m_{LE} \cdot g \cdot \nu_{PT}}{4} \quad (3.1)$$

In den untersuchten Hochregallagern wurden je nach Regalbauweise und Regalhöhe unterschiedliche Stahlsorten verwendet. Höherfeste Werkstoffe werden bevorzugt in den unteren

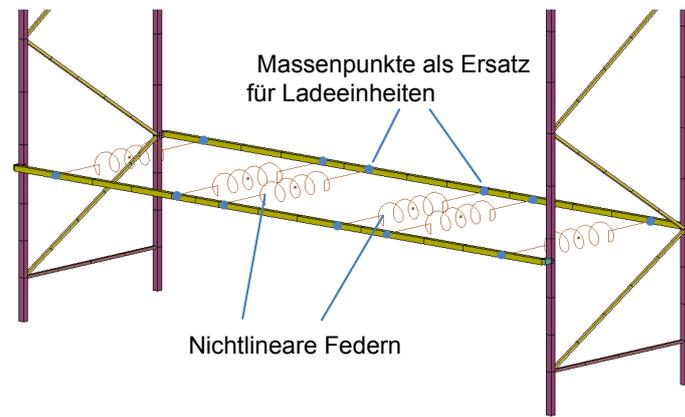


Abb. 3.6: Regalfach mit Ladeeinheiten, die als Massenpunkte mit diskreten Feder-elementen modelliert werden

Ebenen des Regals verwendet. Tab. 3.1 gibt einen Überblick der in den Regalen verwendeten Stahlsorten.

	Freistehendes Regal	Regal in Silobauweise	Versuchsregal bei SSI Schäfer
Palettenträger	S355	S355	S355
Diagonal- und Horizontal- aussteifungen	S235	S235, S355	S235
Stützenquerschnitte	S355	S355, S460	S355
Dachkonstruktion		S355, S460	

Tab. 3.1: Stahlsorten der untersuchten Regale

3.1.2 Modellbildung der Diagonal- und Horizontalaussteifungen sowie der Durchschubsicherung und deren Verbindung zum Regal

Die Modellierung der Diagonal- und Horizontalaussteifungen erfolgt für das Anfahr-fach ebenso durch den Balkentyp 1 (siehe [Man-07]). Die Querschnitte besitzen die charakteristische Form eines U-Profiles, deren Integrationsregel in Abhängigkeit der Querschnitts-abmessungen entwickelt wurde (siehe Abb. 3.7, links). Die Verbindung zwischen Durchschubsicherung und Regal wird mit Hilfe eines einfachen Bleches realisiert (siehe Abb. 3.7, rechts). Um auch hier sicherzustellen, dass alle nötigen Effekte eines dünnwandigen, offenen Profils abgebildet werden, wurden vergleichende Untersuchungen an Schalenmodellen durchgeführt. In Abschnitt 3.4 wird ausführlich auf eine Untersuchung zur Eignung dieser Modellierungstechnik mittels Balkenelementen eingegangen.

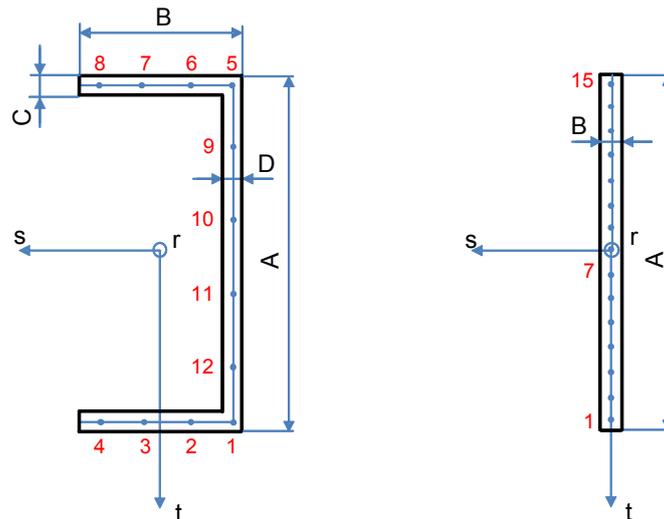


Abb. 3.7: Lage der Integrationspunkte des U-Profiles und des Verbindungsbleches zwischen Durchschub-sicherung und Regal

3.1.3 Kontaktformulierung zwischen starren und elastischen Körpern

Als Kontaktformulierungen werden in LS-DYNA die sog.

- **CONTACT_NODES_TO_SURFACE* und
- **CONTACT_SURFACE_TO_SURFACE*

gewählt (siehe [Man-07]). Die Bestimmung der Kontaktkräfte zwischen starren und elastischen Körpern erfolgt durch die sog. *Penalty-Methode* [The-06]. Dabei werden virtuelle Federn an den Knoten der Kontaktflächen des starren Körpers angebracht und mit einer *Kontaktsteifigkeit* versehen. Die Steifigkeit dieser Federn wird intern von LS-DYNA in Abhängigkeit des Elastizitätsmoduls des starren Körpers und der Größe der Kontaktsegmente bestimmt. Das Eindringen zweier Körper wird durch das Auftreten genügend hoher Kontaktkräfte verhindert.

3.2 Explizite Integration der Bewegungsgleichungen in nichtlinear dynamischen Aufgabenstellungen

Die Bewegungsgleichungen zur Beschreibung der dynamischen Aufgabe liegen in der Form

$$\underline{M} \cdot \underline{\ddot{u}}(t) + \underline{D} \cdot \underline{\dot{u}}(t) + \underline{K} \cdot \underline{u}(t) = \underline{R}(t) \quad (3.2)$$

vor, in der \underline{M} die Massenmatrix, \underline{D} die Dämpfungsmatrix und \underline{K} die Steifigkeitsmatrix des Gesamtsystems bilden (siehe [Bat-90]). Die Vektoren $\underline{u}(t)$, $\underline{\dot{u}}(t)$ und $\underline{\ddot{u}}(t)$ beschreiben die Verschiebung, Geschwindigkeit und Beschleunigungen der Finite Elemente Knoten. Die rechte Seite in Gleichung (3.2) stellt den Vektor der auf das System wirkenden äusseren Lasten dar.

Direkte Methoden zur numerischen Integration nehmen keine Transformation der Bewegungsgleichungen (3.2) auf eine andere Form vor. Sie beruhen im wesentlichen auf zwei Gedanken:

- Die Lösung der Bewegungsgleichungen erfolgt nicht zu allen Zeiten t , sondern in diskreten Zeitintervallen Δt
- Innerhalb eines jeden Zeitintervalls Δt werden Annahmen über Geschwindigkeiten und Beschleunigungen getroffen

Die Lösung der Gleichung (3.2) wird in der Zeitspanne T in n gleiche Zeitintervalle $\Delta t = T/n$ aufgeteilt. Mit dem verwendeten Integrationsschema werden dann Näherungslösungen zu den Zeiten

$$0, \Delta t, 2\Delta t, 3\Delta t \dots t, t + \Delta t, \dots T \quad (3.3)$$

ermittelt. Der Algorithmus zur Bestimmung der Lösung zur jeweils nächsten geforderten Zeit $t + \Delta t$ bestimmt sich aus den Lösungen für die zuvor betrachteten und vor allem bekannten Zeiten

$$0, \Delta t, 2\Delta t, 3\Delta t \dots t \quad (3.4)$$

Die *Zentrale Differenzenmethode* [Col-66] als explizites Integrationsverfahren verwendet als Näherung für die Beschleunigungen die Form

$$\underline{\ddot{u}}(t) = \frac{1}{\Delta t^2} [\underline{u}(t - \Delta t) - 2 \cdot \underline{u}(t) + \underline{u}(t + \Delta t)] \quad (3.5)$$

Der Fehler in der Entwicklung (3.5) ist von der Ordnung Δt^2 . Die Näherung für die Geschwindigkeiten wird in der Form

$$\underline{\dot{u}}(t) = \frac{1}{2 \cdot \Delta t} [\underline{u}(t - \Delta t) + \underline{u}(t + \Delta t)] \quad (3.6)$$

vorgenommen.

Die Verschiebung zur Zeit $t + \Delta t$ erhält man durch Betrachtung von (3.2) zur Zeit t und Einsetzen der Näherungen (3.5) und (3.6) zu

$$\left(\frac{1}{\Delta t^2} \underline{\underline{M}} + \frac{1}{2 \Delta t} \underline{\underline{D}} \right) \underline{u}(t + \Delta t) = \underline{R}(t) - \left(\underline{\underline{K}} - \frac{2}{\Delta t^2} \underline{\underline{M}} \right) \underline{u}(t) - \left(\frac{1}{\Delta t^2} \underline{\underline{M}} - \frac{1}{2 \Delta t} \underline{\underline{D}} \right) \underline{u}(t - \Delta t) \quad (3.7)$$

Gleichung (3.7) kann nach $\underline{u}(t + \Delta t)$ aufgelöst werden. Die Lösung $\underline{u}(t + \Delta t)$ wird somit unter Verwendung von Gleichung (3.2) erzielt. Aus diesem Grund wird das Integrationsverfahren als *explizite Integrationsmethode* bezeichnet.

Zum Zeitpunkt $t = 0$ werden zur Berechnung von $\underline{u}(t + \Delta t)$ die Größen $\underline{u}(t)$ und $\underline{u}(t - \Delta t)$ benötigt. Die Beziehungen (3.5) und (3.6) können dazu verwendet werden, um

$$\underline{u}(-\Delta t) = \underline{u}(0) - \Delta t \underline{\dot{u}}(0) + \frac{\Delta t^2}{2} \underline{\ddot{u}}(0) \quad (3.8)$$

zu berechnen. Die Anfangsbedingungen der Verschiebungs-, Geschwindigkeits-, und Beschleunigungsvektoren $\underline{u}(0)$, $\underline{\dot{u}}(0)$, $\underline{\ddot{u}}(0)$ zum Zeitpunkt $t = 0$ werden als bekannt vorausgesetzt, bzw. lassen sich aus Gleichung (3.2) zum Zeitpunkt $t = 0$ bestimmen.

Um eine zuverlässige und vor allem numerisch stabile Lösung zu erhalten, muss der Zeitschritt Δt kleiner als der sog. kritische Zeitschritt Δt_{krit} gewählt werden. Er berechnet sich aus den Massen- und Steifigkeitseigenschaften der gesamten Elementgruppierung zu

$$\Delta t \leq \Delta t_{krit} = \frac{T_n}{\pi} \quad (3.9)$$

Dabei beschreibt T_n die kleinste Periode der Finite Elemente Gruppierung. Eine Abschätzung für Δt_{krit} kann durch das sog. *Courant-Levy-Stabilitätskriterium* (siehe [The-06])

$$\Delta t_{krit} = \frac{l}{c} \quad (3.10)$$

vorgenommen werden. In Gleichung (3.10) bezeichnet l die kleinste Elementkantenlänge und c die Schallgeschwindigkeit

$$c = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{\rho(1+\nu)(1-2\nu)}} \quad (3.11)$$

Der Elastizitätsmodul E , die Querkontraktion ν und die Dichte ρ beschreiben die Eigenschaften des Materials.

Die gewonnenen Ergebnisse lassen sich für den Fall allgemeiner Massen- und Dämpfungsmatrizen in einen Algorithmus nach Tab. 3.2 überführen (siehe [Bat-90], S.550). Bei Verwendung einer diagonalen Massen- und Dämpfungsmatrix kann auf die Dreiecksfaktorzerlegung $\underline{\underline{L}} \underline{\underline{D}} \underline{\underline{L}}^T$ in Tab. 3.2 verzichtet werden. Dies bringt den Vorteil, dass die Gesamtmassen- und Steifigkeitsmatrix $\underline{\underline{M}}$ und $\underline{\underline{K}}$ nicht aufgestellt werden müssen. Das bedeutet, dass die Beiträge eines jeden Elements zum Lastvektor auf Elementebene aufsummiert werden können (siehe [Bat-90], S.551). Der Aufwand zur Bestimmung der Gesamtlösung lässt sich um ein vielfaches reduzieren.

<p>A. Anfangsberechnungen</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Bilden der Steifigkeitsmatrix $\underline{\underline{K}}$, Massenmatrix $\underline{\underline{M}}$ und Dämpfungsmatrix $\underline{\underline{D}}$ 2. Einführen von $\underline{u}(0)$, $\underline{\dot{u}}(0)$ und $\underline{\ddot{u}}(0)$ 3. Wahl des Zeitschritts Δt, wobei $\Delta t < \Delta t_{krit}$, und Berechnung der Integrationskonstanten $a_0 = \frac{1}{\Delta t^2}; \quad a_1 = \frac{1}{2\Delta t}; \quad a_2 = 2a_0; \quad a_3 = \frac{1}{a_2}$ 4. Berechnung von $\underline{u}(-\Delta t) = \underline{u}(0) - \Delta t \underline{\dot{u}}(0) + \frac{\Delta t^2}{2} \underline{\ddot{u}}(0)$ 5. Berechnung der effektiven Massenmatrix $\hat{\underline{\underline{M}}} = a_0 \underline{\underline{M}} + a_1 \underline{\underline{D}}$ 6. Dreiecksfaktorzerlegung von $\hat{\underline{\underline{M}}}$: $\hat{\underline{\underline{M}}} = \underline{\underline{L}} \underline{\underline{D}} \underline{\underline{L}}^T$
<p>B. Für jeden Zeitschritt sind</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. die effektiven Lasten zur Zeit t zu berechnen: $\hat{\underline{R}}(t) = \underline{R}(t) - (\underline{\underline{K}} - a_2 \underline{\underline{M}}) \underline{u}(t) - (a_0 \underline{\underline{M}} - a_1 \underline{\underline{D}}) \underline{u}(t - \Delta t)$ 2. die Verschiebungen zur Zeit $t + \Delta t$ zu ermitteln aus: $\underline{\underline{L}} \underline{\underline{D}} \underline{\underline{L}}^T \underline{u}(t + \Delta t) = \hat{\underline{R}}(t)$ 3. erforderlichenfalls die Beschleunigungen und Geschwindigkeiten zur Zeit t zu berechnen: $\underline{\ddot{u}}(t) = a_0 (\underline{u}(t - \Delta t) - 2\underline{u}(t) + \underline{u}(t + \Delta t))$ $\underline{\dot{u}}(t) = a_1 (\underline{u}(t - \Delta t) + \underline{u}(t + \Delta t))$

Tab. 3.2: Schritt-für-Schritt Lösung nach der zentralen Differenzenmethode für den Fall allgemeiner Massen- und Dämpfungsmatrizen

3.3 Automatisierung des Pre- und Postprocessing sowie die Berechnung der Finite Elemente Daten

Die Generierung der Finite Elemente Daten der Regale erfordert angesichts der vielen zu untersuchenden Regalebene eine Automatisierung bezüglich des Pre- und Postprocessing sowie der Berechnung. Für jede Regalebene und Fachposition muss das Finite Elemente Modell für Regal und Regalbediengerät neu erstellt werden. Die anschließende Berechnung liefert Daten über Verformungs-, Spannungs-, und Kraftgrößen.

Die Auswertung der gewonnenen Daten aus den Rechnungen ist von Hand kaum möglich. Es ist von vornherein nicht klar, welche Finite Elemente der Regalstützen oder Durchschubsicherung am höchsten belastet sind. Vielmehr ist es sinnvoll, eine Auswahl von Finiten Elementen einer Routine zu übergeben, die maximale Spannungswerte an den Integrationspunkten unter den Elementen vergleicht. In einem weiteren Schritt können die Werte des zeitlichen Verlaufs der Spannungsgröße ausgelesen und für die graphische Darstellung geeignet aufbereitet werden.

Den prinzipiellen Ablauf bei der Erstellung, Berechnung und Auswertung einer Finite Elemente Rechnung zeigt Abb. 3.8.

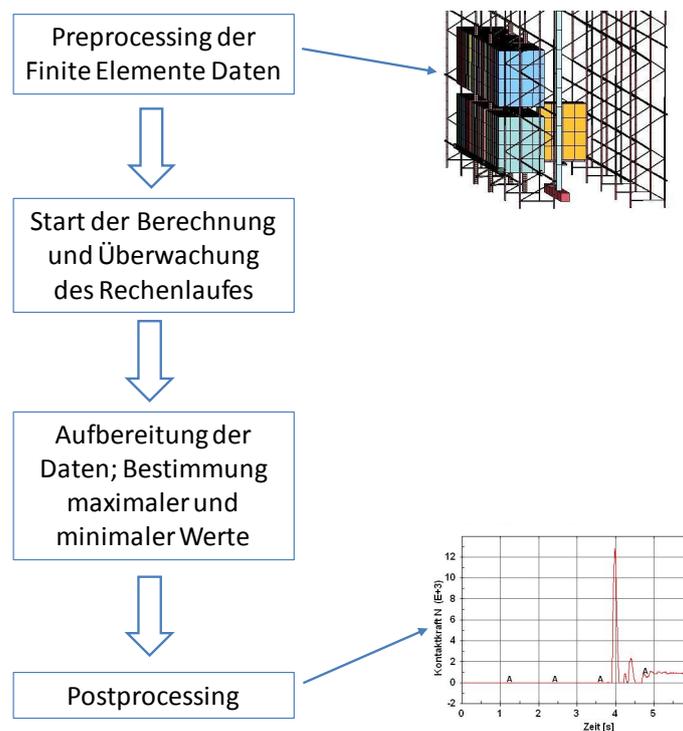


Abb. 3.8: Flussdiagramm bezüglich des Ablaufs bei der Erstellung, Berechnung und Auswertung der Finite Elemente Daten

In einem ersten Schritt werden die Finite Elemente Daten für einen bestimmten Vorgang generiert. Danach erfolgt die Berechnung der Lösung durch LS-DYNA [Man-07]. Im Falle der Szenarien *Anfahren der Durchschubsicherung* sowie *Unsanftes Absetzen einer Ladeinheit* besteht die Forderung der Überwachung des Antriebs des Regalbediengerätes. Nach

Eintritt eines bestimmten Zustands ist der Antrieb des Regalbediengerätes zu stoppen und die Simulation mit geänderten Randbedingungen fortzuführen. Wurde der Rechenlauf erfolgreich abgeschlossen, kann die Detektion der höchst belasteten Finite Elemente sowie deren genaue zeitliche Auswertung in Bezug auf Spannungs- und Verformungsgrößen erfolgen.

Um eine möglichst hohe Flexibilität bzgl. der Erstellung, Auswertung und Verwaltung der Finite Elemente Daten zu gewinnen, wurde eine graphische Oberfläche entwickelt mit deren Hilfe die verschiedenen Funktionalitäten bzgl. des Pre- und Postprocessing einfach erreicht werden können. Die genauen Anforderungen an den *RegalPrePostProcessor* werden in Anhang 10.6 beschrieben. Er konnte sehr erfolgreich zur Erfüllung der in dieser Arbeit gestellten Anforderungen eingesetzt werden (siehe Abb. 3.9).

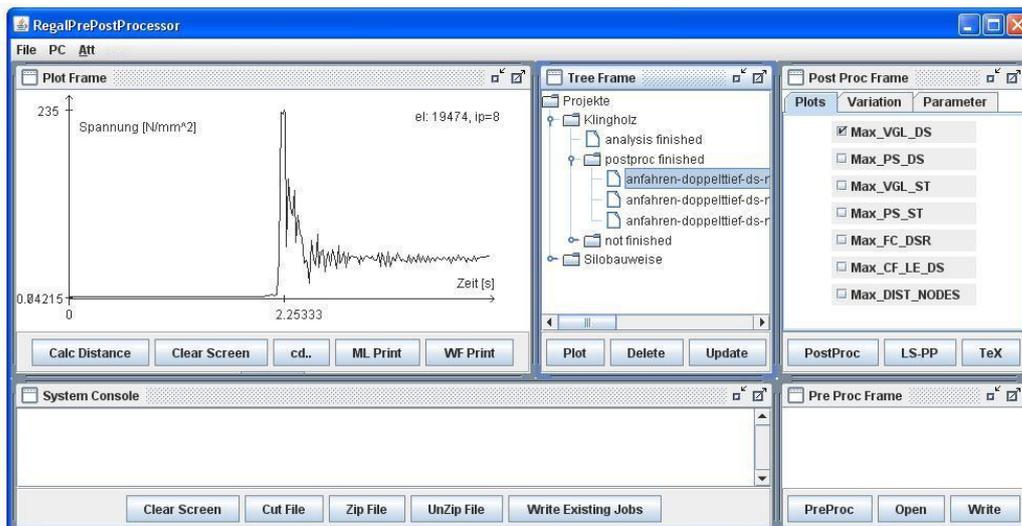


Abb. 3.9: *RegalPrePostProcessor*; eine Software zur Unterstützung des Pre- und Postprocessings automatisch generierter und berechneter Finite Elemente Daten

3.4 Voruntersuchung dünnwandiger offener Querschnitte mittels Schalen und Balkenelementen

Die Modellierung offener, dünnwandiger Stützen- und Palettenträgerquerschnitte stellt eine besondere Herausforderung dar. Die höchste Genauigkeit bieten sicherlich Finite Schalenelemente. Sie sind in der Lage, die Verformung des Querschnitts bis hin zum Versagen der Struktur sehr genau abzubilden. Dem gegenüber stehen jedoch der Aufwand bei der Modellbildung, die Menge an zu speichernden Rechenergebnissen und nicht zuletzt die hohen Rechenzeiten für Schalenmodelle.

Als Alternative bieten sich die in Abschnitt 3.1.1 und 3.1.2 eingeführten Balkenelemente an. Der Querschnitt des Profils muss hierbei durch die Angabe von Integrationspunkten definiert werden. An diesen diskreten Punkten werden die Spannungen und Dehnungen des Querschnitts berechnet. Dabei sind auch elastisch-plastische Materialgesetze zulässig. Abb. 3.4 und Abb. 3.7 zeigen die Integrationspunkte der in den Regalen verwendeten Balkenquerschnitte.

Der Unterschied zu Schalenmodellen besteht darin, dass die Balkenformulierung nur kleine Verformungen des Balkenquerschnitts zulässt und somit große plastische Deformationen beim Versagen eines Profils nicht abbilden kann. Dafür ist die Rechenzeit bei Balkenmodellen um ein Vielfaches geringer als bei Schalenmodellen, so dass das Regal, wenn möglich, als Balkenmodell abgebildet werden soll. Die Voruntersuchung zeigt die Unterschiede zwischen Schalen- und Balkenmodellen und soll klären, ob mit Balken die erforderliche Abbildungsgenauigkeit erreicht werden kann. Dazu wird das Regal in Silobauweise betrachtet. Der Vergleich der beiden Modellierungstechniken wird sinnvollerweise im Regalmodell vorgenommen. Nur im Gesamtmodell finden sich die realen Randbedingungen (Anschlüsse an Diagonalen usw.), die maßgeblich zur Stabilität der Gesamtstruktur beitragen. Abb. 3.10 zeigt das Balkenmodell des Regals, das mit einem Modell verglichen wird, bei dem die untersten beiden Ebenen mit Schalenelementen abgebildet sind (siehe Abb. 3.11).

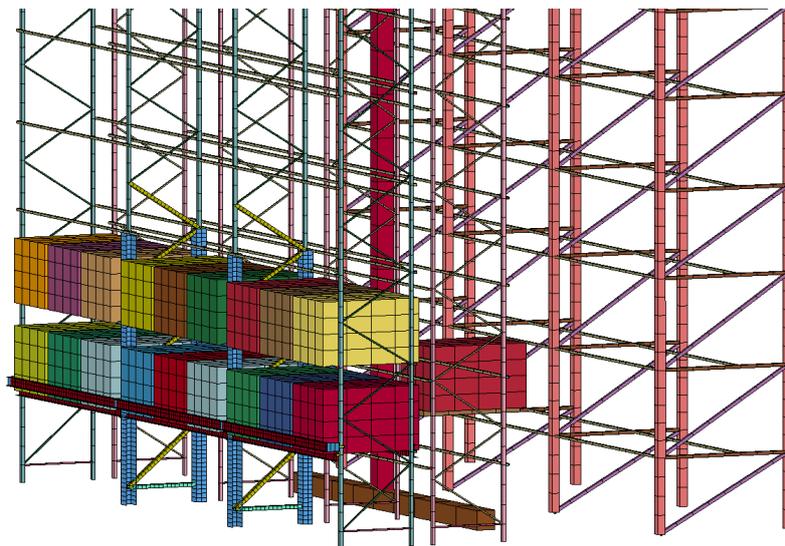


Abb. 3.10: Balkenmodell des Hochregallagers in Silobauweise

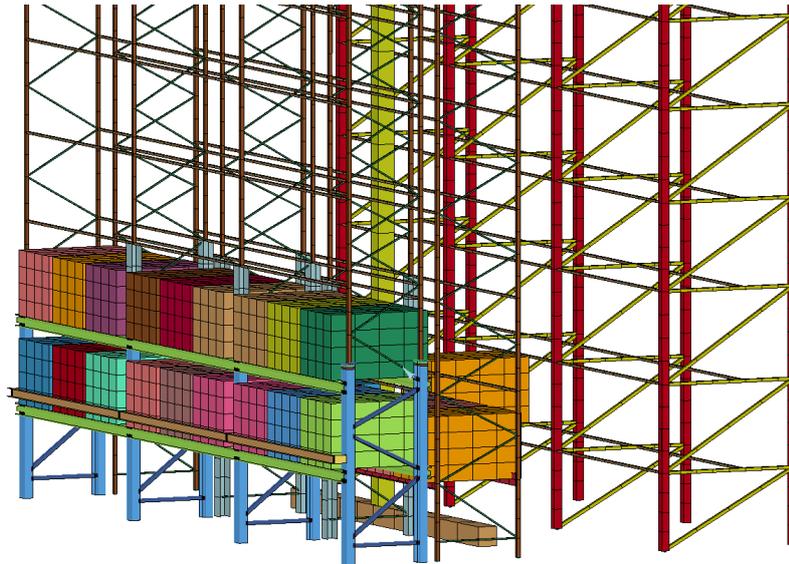


Abb. 3.11: Modellierung der beiden untersten Ebenen als Schalenmodell; Rest des Regals bleibt ein Balkenmodell

Beide Modelle sind mit der gleichen statischen Grundlast belastet. Diese wirkt sich maßgebend auf die Stabilität der Struktur aus. In der ersten Regalebene wird am Verbindungsblech von Regalstütze und Durchschubsicherung eine Kraft in Einlagerungsrichtung aufgebracht. Solche Kräfte treten beim Anfahren der Durchschubsicherung auf. Die Kraft wird bis zum Versagen der Regalstütze gesteigert.

Abb. 3.12 zeigt die Vergleichsspannungen des Schalenmodells. Man erkennt deutlich die erhöhten Spannungswerte an der Lasteinleitungsstelle.

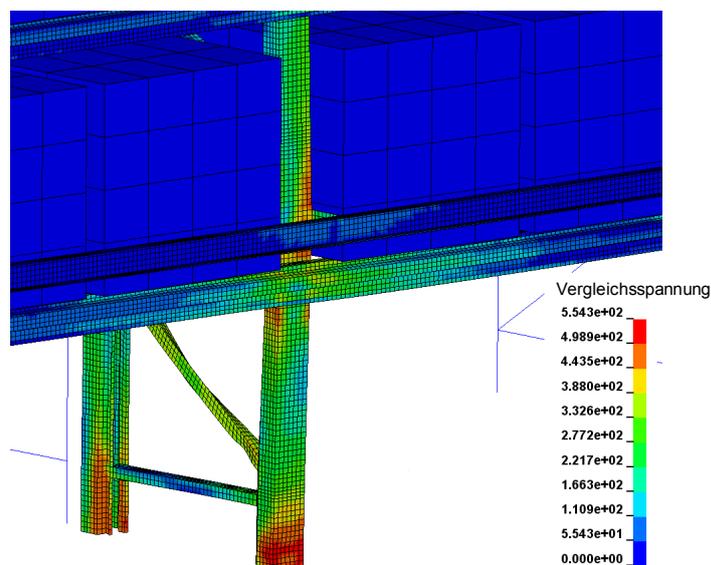


Abb. 3.12: Quasistatischer Zugtest am Verbindungsblech; Darstellung der Vergleichsspannung

Abb. 3.13 zeigt das Versagen des Stützenquerschnitts bei hohen Zugkräften.

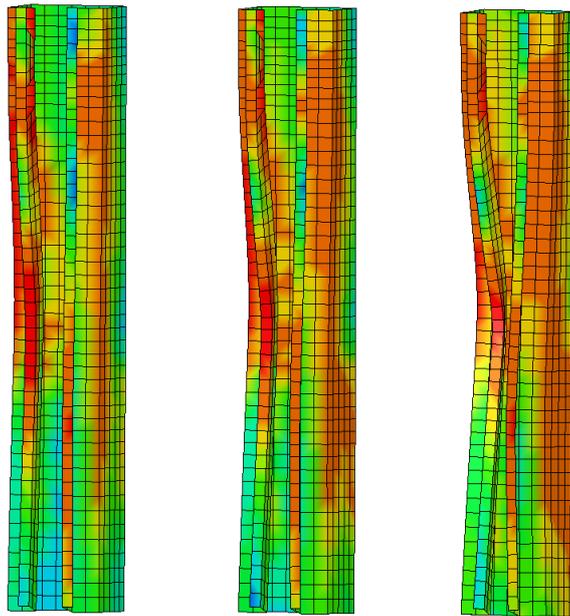


Abb. 3.13: Detail Regalstütze: Versagen des Stützenquerschnitts aufgrund der Zugkraft am Verbindungsblech

In Abb. 3.14 ist die aufgebrachte Kraft über der Verschiebung der Regalstütze am Lasteinleitungspunkt angetragen.

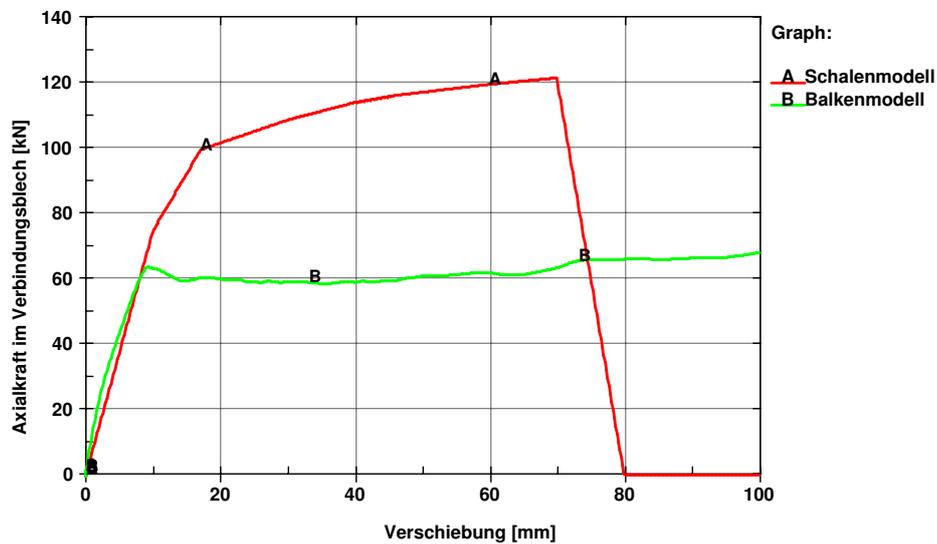


Abb. 3.14: Vergleich der Last-Verschiebungskurven

Das Balkenmodell der Regalstütze beginnt sich bei einer Kraft von 60 kN plastisch zu verformen und überträgt dann im vollplastischen Zustand nahezu verschiebungsunabhängig die Grenzkraft. Das Schalenmodell bildet die plastischen Reserven des Stützenquerschnitts

besser ab und überträgt eine Grenzkraft von 120 kN. Bei Kräften bis 60 kN liefern Balken- und Schalenmodell praktisch die gleichen Ergebnisse.

In den nachfolgend beschriebenen dynamischen Berechnungen wird in keinem Fall eine höhere Kraft als 60 kN in das Regal eingeleitet, so dass sich die Fragestellungen in dieser Arbeit mit Balkenmodellen bearbeiten lassen.

4 Anfahren der Durchschubsicherung

Das Szenario *Anfahren der Durchschubsicherung* beruht auf der Annahme, dass, beispielsweise durch eine Fehlfunktion der *Fach belegt Erkennung*, eine Ladeeinheit in ein bereits belegtes Regalfach eingelagert werden soll. Damit den Hubgabeln genügend Verfahrweg zur Verfügung steht, um auf Nenneinlagerungsgeschwindigkeit zu beschleunigen, ist bei doppelthiefen Regalen nur der hintere Stellplatz belegt. Die Ladeeinheit auf dem Regalbediengerät kollidiert mit der im Regal stehenden Ladeeinheit und schiebt diese gegen die Durchschubsicherung. Es wird vorausgesetzt, dass nur eine mechanische Rutschkupplung die Antriebskraft begrenzt. Nachdem die Grenzkraft der Rutschkupplung eine Sekunde lang anliegt, schaltet der elektrische Antrieb ab.

Das Ziel der Berechnungen ist die Bestimmung der höchsten Belastung der Regalstützen und der Durchschubsicherung. Dazu wird zunächst anhand der jeweiligen Spannungs-, Dehnungsmaxima die Einlagerungsebene ermittelt, für die die höchste Belastung auftritt. Für diese Ebene werden die zeitlichen Verläufe der Vergleichsspannung und der plastischen Dehnung exemplarisch für das höchst belastete Element dargestellt.

Die in Kapitel 3 beschriebenen Modelle des Stahlbaus der Hochregallager müssen zunächst mit Modellen der Regalbediengeräte und der Durchschubsicherung sowie den Lasten zu einem vollständigen Finite Elemente Modell kombiniert werden.

4.1 Festlegung der geometrischen Abmessungen der Durchschubsicherung

Die Auslegung der Durchschubsicherung erfolgt nach prEN 528 [prEN528]. Die Norm fordert, dass das verwendete Profil einer statischen Lasteinwirkung von 25 % der Nennlast ohne bleibende Verformung widersteht. Im Einvernehmen mit den Projektpartnern wurde die Durchschubsicherung als Einfeldträger mit einer Fest- Loslagerung dimensioniert. Im Projekt wurde die Masse der Ladeeinheiten mit 1000 kg festgelegt. Für die Auslegung ergibt sich somit nach prEN 528 eine Kraft von 2,5 kN. Diese wird mittig als Einzellast auf die Durchschubsicherung aufgebracht (siehe Abb. 4.1).

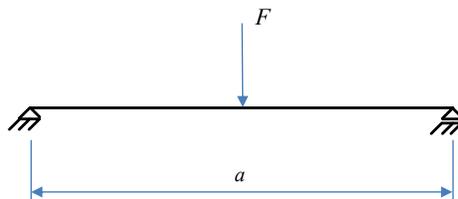


Abb. 4.1: Durchschubsicherung als Einfeldträger mit Einzellast

Der Werkstoff der Durchschubsicherung ist S235. Er besitzt eine Fließgrenze von mindestens $f_y = 235 \text{ N/mm}^2$. Mit einem Widerstandsbeiwert $\gamma_m = 1,1$ ergibt sich die Grenzspannung in der Durchschubsicherung zu

$$\lim \sigma = \frac{f_y}{\gamma_m} = \frac{235 \text{ N}}{1,1 \text{ mm}^2} = 214 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (4.1)$$

Die Länge a der Durchschubsicherung beträgt im Falle des freistehenden Regals 3120 mm, beim Regal in Silobauweise 2830 mm. Mit der Spannung $\lim \sigma$ wird die Auslegung des U-Profils vorgenommen. Für beide Feldweiten erfüllt das Profil U100x50x6 diese Anforderungen. Es wird in allen folgenden Berechnungen verwendet.

4.2 Finite Elemente Modellierung des Regalbediengerätes

Die Abbildung des Mastes sowie des Fahrwerks des Regalbediengerätes erfolgt in LS-DYNA ausschließlich durch den Balkentyp 2 (siehe [Man-07]). In Voruntersuchungen wurde festgestellt, dass das Regalbediengerät zu keiner Zeit plastische Verformungen erleidet. Die Teleskopgabeln werden mit Volumenelementen als starre Körper mit der Kontaktsteifigkeit von Stahl modelliert. Auf diese wird mit Kontakt und Reibung der Ladungsträger positioniert. Die Ladeeinheit wird als starrer Körper mit der Kontaktsteifigkeit von Stahl modelliert. Sie kann als Modell einer Gitterbox angesehen werden (siehe Abb. 4.2). Der massive Hubwagen wird durch starre Balkenelemente abgebildet und seine Masse entsprechend auf die Knoten verteilt.

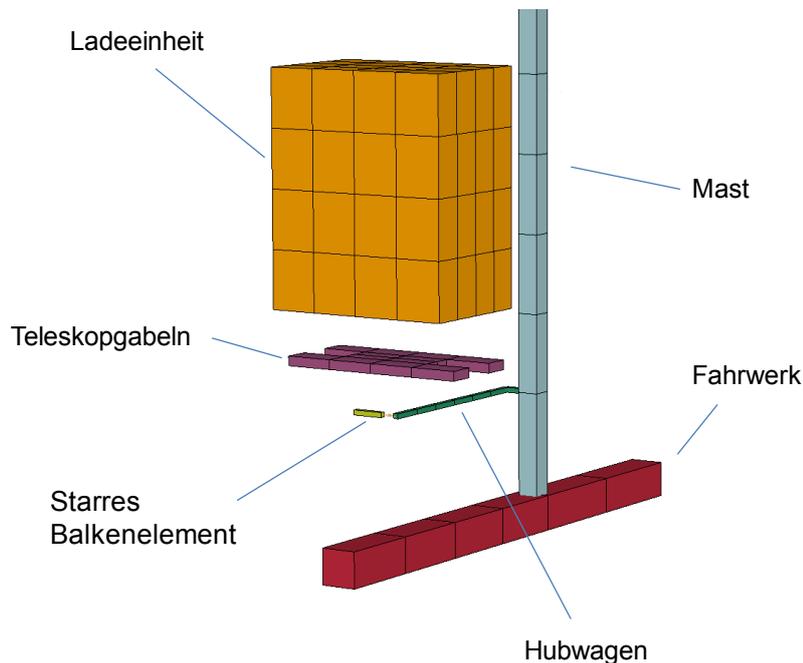


Abb. 4.2: Modellbildung des Regalbediengerätes

In der Simulation entstehen alle dynamischen Wirkungen durch den Antrieb des Regalbediengerätes. Für die Ausfahrbewegung der Teleskopgabeln wird eine Geschwindigkeits-

vorgabe definiert (siehe Abb. 4.3). Gemeinsam mit der auf ihnen stehenden Ladeinheit stoßen die Teleskopgabeln gegen die im Regal stehende Ladeinheit. Diese wird an die Durchschubsicherung gedrückt, die die Stoßkraft in die Regalstützen einleitet.

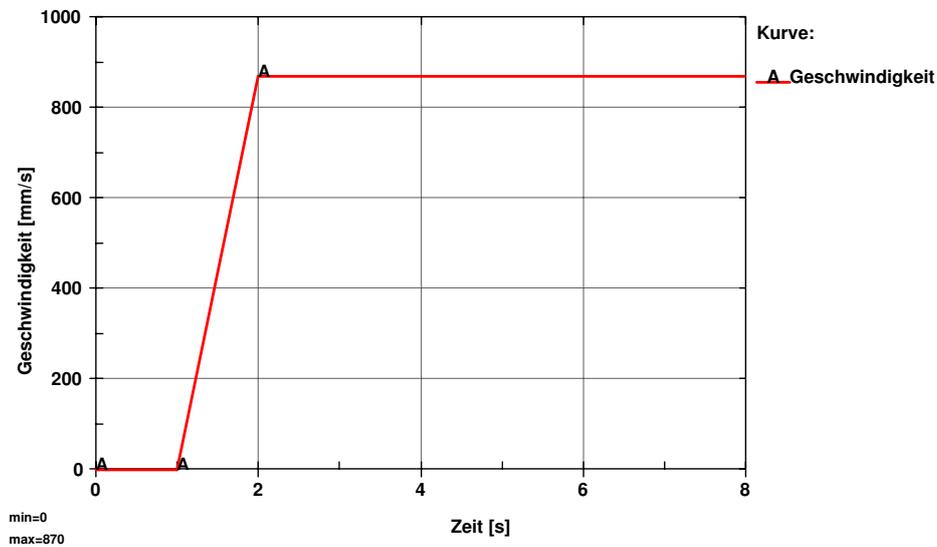


Abb. 4.3: Vorgabe der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln

Eine mechanische Rutschkupplung begrenzt die Vorschubkraft der Teleskopgabeln auf 6 kN. Im Finite Elemente Modell wird die Rutschkupplung durch eine Feder mit nichtlinearer Kennlinie gemäß Abb. 4.4 modelliert.

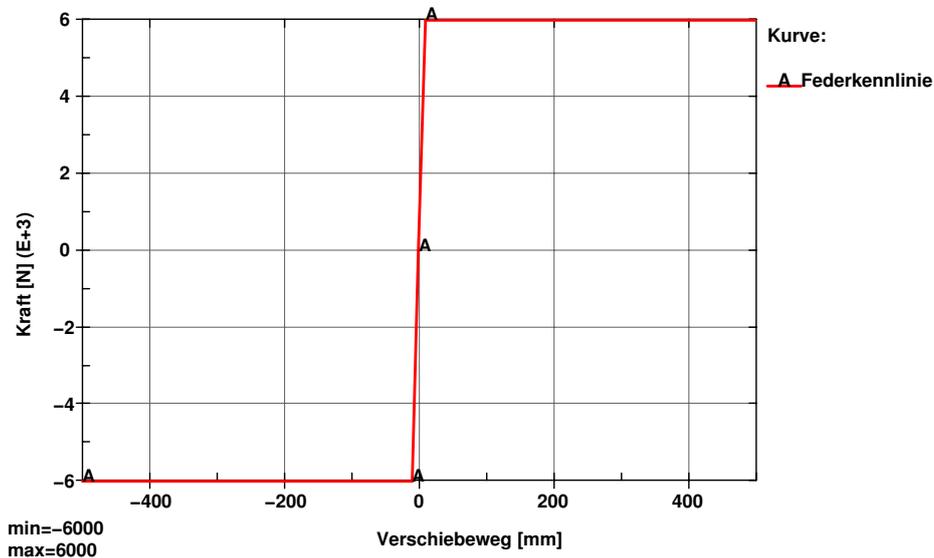


Abb. 4.4: Federkennlinie der Rutschkupplung

Die Details der Antriebsmodellierung zeigt Abb. 4.5. Eine nichtlineare Feder verbindet den Hubwagen mit einem für das Finite Elemente Programm nötigen starren Balkenele-

ment. Im Finite Elemente Programm LS-DYNA kann durch das Antriebselement **CONSTRAINED_JOINT_TRANSLATIONAL_MOTOR* der zeitliche Verlauf der Relativgeschwindigkeit zwischen den Teleskopgabeln und diesem starren Balkenelement gemäß Abb. 4.5 vorgegeben werden.

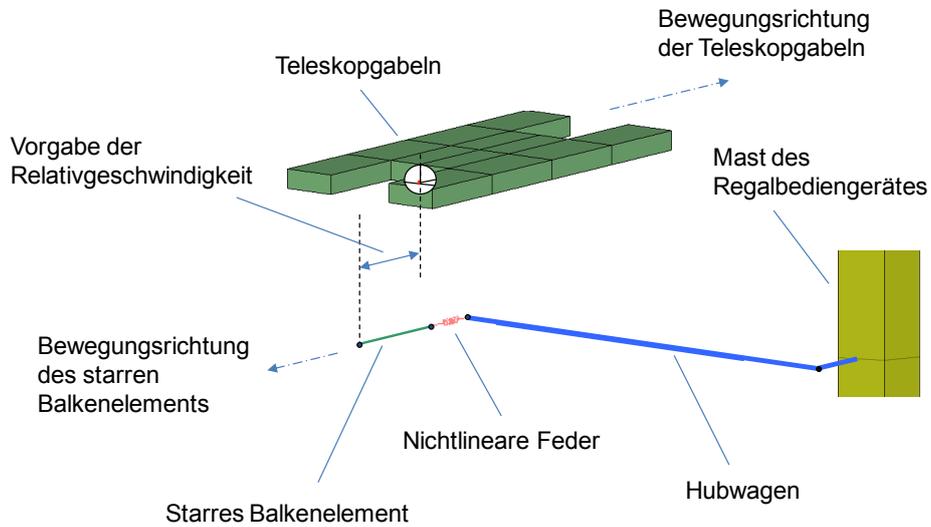


Abb. 4.5: Modellierung des Antriebs des Regalbediengerätes

Abb. 4.6 zeigt den zeitlichen Ablauf der Simulation. Das System wird in der ersten Sekunde der Berechnung in den statischen Ausgangszustand gebracht. Zur Eliminierung der dabei auftretenden Schwingungen wirkt eine globale Dämpfung. Nach einem *Restart* wird der Antrieb des Regalbediengerätes aktiviert. Er beschleunigt die Teleskopgabeln und die auf ihnen stehende Ladeeinheit. Nachdem die Teleskopgabeln auf die Ladeeinheit im Regal treffen, wirkt eine Sekunde lang die Grenzskraft der Rutschkupplung. Dann wird der Antrieb in der Simulation gestoppt. Das Ausschwingen des Systems wird für die Zeitspanne von einer Sekunde berechnet. Wird ein Abklingen der Schwingung beobachtet, so ist der Rechenvorgang abgeschlossen. Bei einem Aufschwingen wird der Rechenlauf eine weitere Sekunde fortgesetzt.

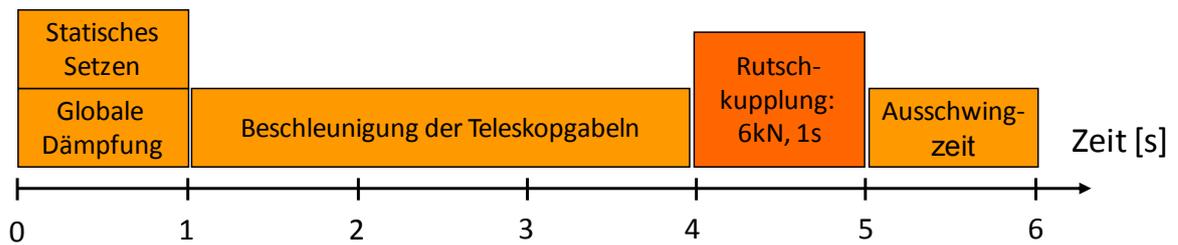


Abb. 4.6: Zeitlicher Ablauf der Berechnung *Anfahren der Durchschubsicherung*

Im Einvernehmen mit den Projektpartnern wurden die Daten über die zu untersuchenden Regalbediengeräte für das freistehende Regal sowie für das Regal in Silobauweise in Tab. 4.1 festgelegt.

	Freistehendes Regal	Regal in Silobauweise
Endgeschwindigkeit der Teleskopgabeln	0,65 m/s	0,87 m/s
Beschleunigung der Teleskopgabeln	0,87 m/s ²	0,87 m/s ²
Masse des Hubwagens	1570 kg	3000 kg
Masse der beweglichen Teleskopgabeln	150 kg	300 kg
Auslösekraft der Rutschkupplung	6 kN	6 kN
Dauer der Einwirkung der Rutschkupplung	1 s	1 s
Masse des Hubwagens	1570 kg	3000 kg
Masse der beweglichen Teleskopgabeln	150 kg	300 kg
Auslösekraft der Rutschkupplung	6 kN	6 kN
Dauer der Einwirkung der Rutschkupplung	1 s	1 s
Reibbeiwert zwischen Teleskopgabeln und Ladungsträger	0,3	0,3
Reibbeiwert zwischen Ladeinheit im Regal und Palettenträger	0,3	0,3

Tab. 4.1: Daten der Regalbediengeräte für die untersuchten Regale

4.3 Ergebnisse für das freistehende Regal

Das Anfahren der Durchschubsicherung wurde in allen acht Ebenen des Regals für den linken und mittleren Lagerplatz berechnet. Es wurden diejenigen Lagerfächer untersucht, die sich in der Mitte des Regals befinden. In allen Rechenläufen wurden die Spannungen und Dehnungen in den Regalstützen und der Durchschubsicherung sowie die Verschiebung von Regal und Durchschubsicherung ausgewertet.

4.3.1 Spannung und Dehnung in den Regalstützen

Zunächst soll die Abhängigkeit der Spannungen und Dehnungen in der Regalstütze von der Einlagerungsebene und Einlagerungsposition aufgezeigt werden. Abb. 4.7 zeigt die jeweils maximal auftretende Vergleichsspannung für die linke und mittlere Einlagerungsposition aller Einlagerungsebenen.

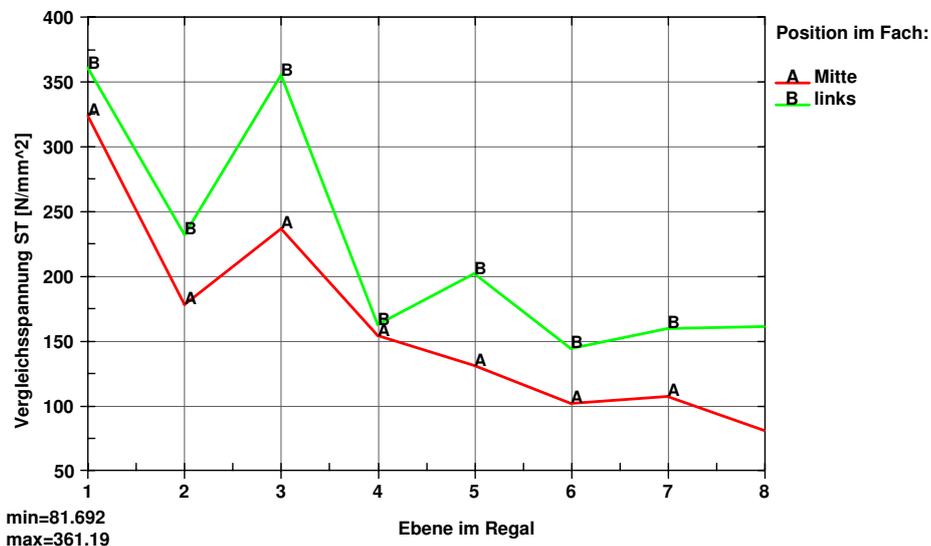


Abb. 4.7: Vergleichsspannung in der Regalstütze, angetragen über der Ebene des Regals

Aus dem Diagramm lassen sich folgende Aussagen ableiten:

- Die größte Vergleichsspannung aller Rechenläufe tritt in Ebene 1, Einlagerungsposition links auf.
- Die Einlagerungsposition Mitte verursacht in allen Ebenen eine geringere Vergleichsspannung als die Einlagerungsposition links, weil sich in diesem Fall die Stoßkräfte gleichmäßig auf die Regalstützen aufteilen.
- In den Einlagerungsebenen 3, 5 und 7 besitzt die Vergleichsspannung lokale Maxima, weil dort die Durchschubsicherung zwischen zwei Diagonalschnittpunkten montiert ist, was zu einer Biegebeanspruchung der Regalstütze führt (siehe Abb. 4.7). In den anderen Einlagerungsebenen wird ein höherer Anteil der Stoßkraft direkt in die Diagonalen eingeleitet, was die Belastung der Regalstütze verringert.

- Die Vergleichsspannungen nehmen, abgesehen von lokalen Effekten, mit zunehmendem Bodenabstand der Einlagerungsebene ab.

Abb. 4.8 zeigt die zur Vergleichsspannung korrespondierende plastische Dehnung der Regalstütze. Die maximal auftretende plastische Dehnung beträgt 0,2 % für die linke Einlagerungsposition in Ebene 1. Bemerkenswert ist, dass für die Einlagerungsposition Mitte in keiner Einlagerungsebene eine plastische Dehnung der Regalstütze auftritt.

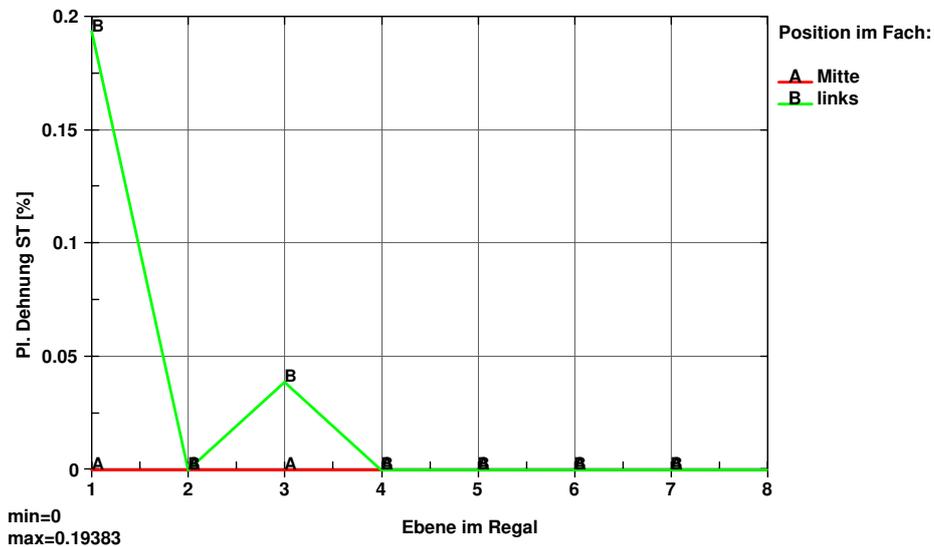


Abb. 4.8: Plastische Dehnung in der Regalstütze, angetragen über der Ebene des Regals

Abb. 4.9 zeigt exemplarisch den zeitlichen Verlauf der Vergleichsspannung für das am höchsten belastete Finite Element der Regalstützen beim Anfahren der Durchschubsicherung in Ebene 1. Es befindet sich oberhalb der Lasteinleitungsstelle (siehe Abb. 4.9). Die Lage des Integrationspunktes $ip=1$, an dem das Spannungsmaximum auftritt, kann Abb. 3.4 entnommen werden.

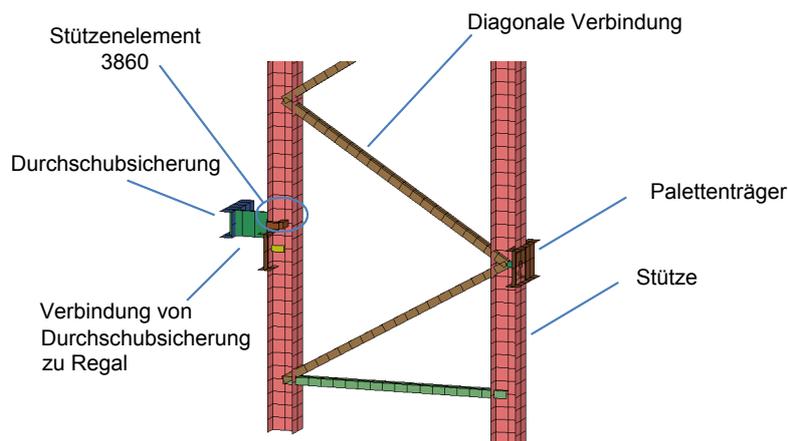


Abb. 4.9: Finite Elemente Modell der untersten Ebene des freistehenden Regals

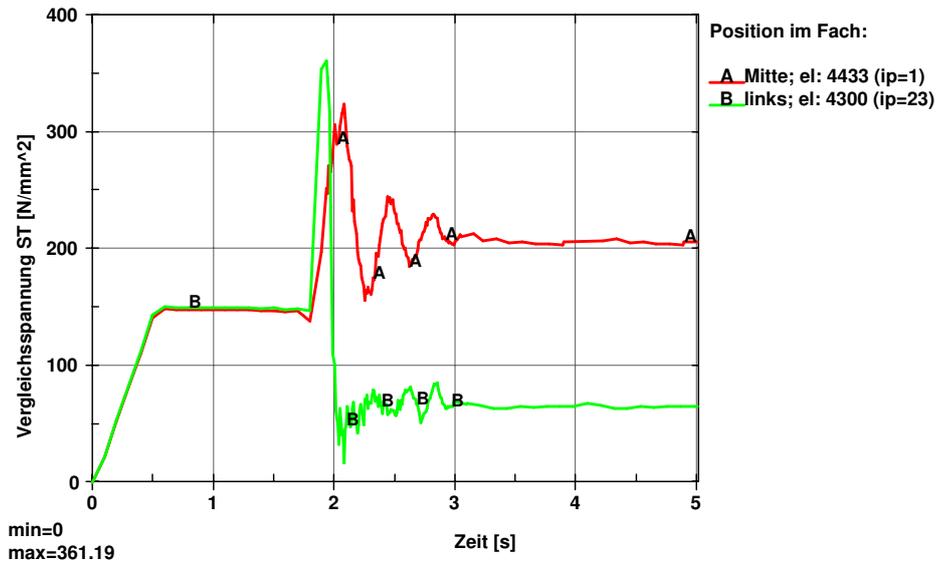


Abb. 4.10: Zeitlicher Verlauf der höchsten Vergleichsspannung in der Regalstütze

Abb. 4.11 zeigt den zum Verlauf der Vergleichsspannung korrespondierenden Verlauf der plastischen Dehnung der Regalstütze.

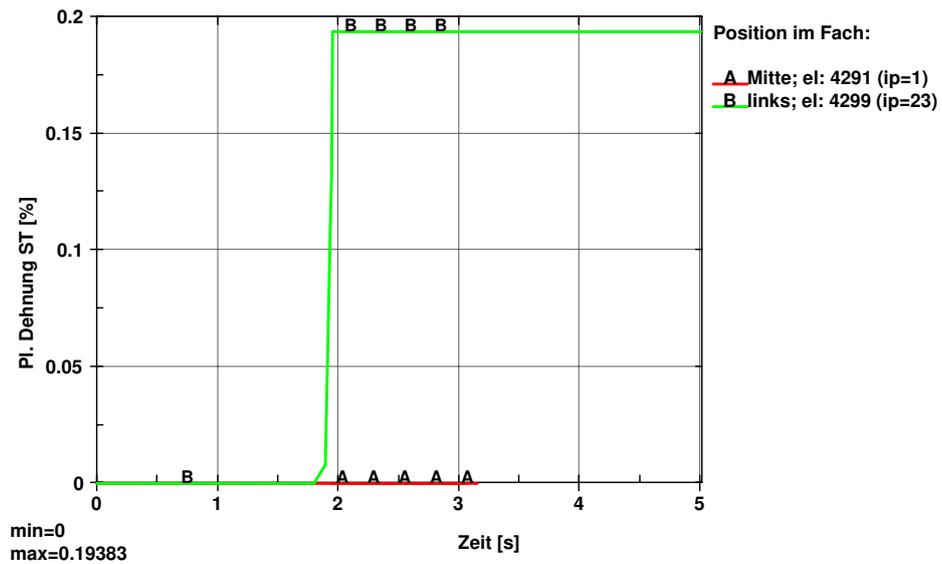


Abb. 4.11: Zeitlicher Verlauf der plastischen Dehnung in der Regalstütze

4.3.2 Spannung und Dehnung in der Durchschubsicherung

Analog zur Regalstütze wird nun die Abhängigkeit der Spannungen und Dehnungen in der Durchschubsicherung von der Einlagerungsebene und Einlagerungsposition analysiert. Abb. 4.12 zeigt die jeweils maximal auftretende Vergleichsspannung für die linke und mittlere Einlagerungsposition aller Einlagerungsebenen, Abb. 4.13 zeigt die korrespondierenden plastischen Dehnungen.

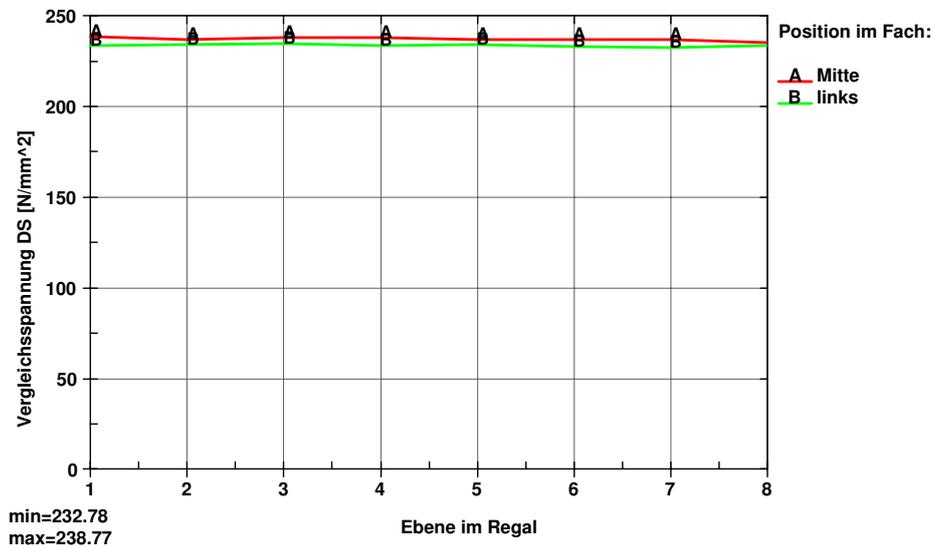


Abb. 4.12: Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Ebene des Regals

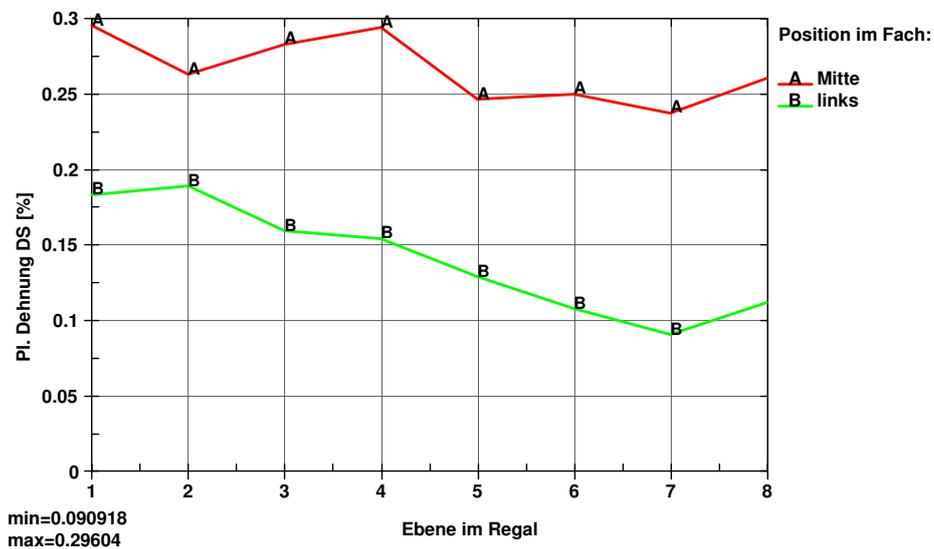


Abb. 4.13: Plastische Dehnung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Ebene des Regals

Aus den Diagrammen ergeben sich folgende Aussagen:

- Die Durchschubsicherung wird in allen Einlagerungsebenen und -positionen plastisch verformt.
- Die größte plastische Dehnung von 0,3% tritt in Ebene 1, Einlagerungsposition Mitte auf.
- Die Einlagerungsposition Mitte führt in allen Ebenen zu größeren plastischen Dehnungen als die Einlagerungsposition links.
- Die maximalen Vergleichsspannungen haben aufgrund der plastischen Verformung in allen Einlagerungsebenen und -positionen nahezu den gleichen Wert.
- Die plastische Dehnung der Durchschubsicherung nimmt tendenziell mit zunehmendem Bodenabstand der Einlagerungsebene ab.

Abb. 4.14 zeigt exemplarisch den zeitlichen Verlauf der Vergleichsspannung für das am höchsten belastete Finite Element der Durchschubsicherung in Ebene 1. Die Lage des Integrationspunktes $ip=8$, an dem das Spannungsmaximum auftritt, kann Abb. 3.7 entnommen werden.

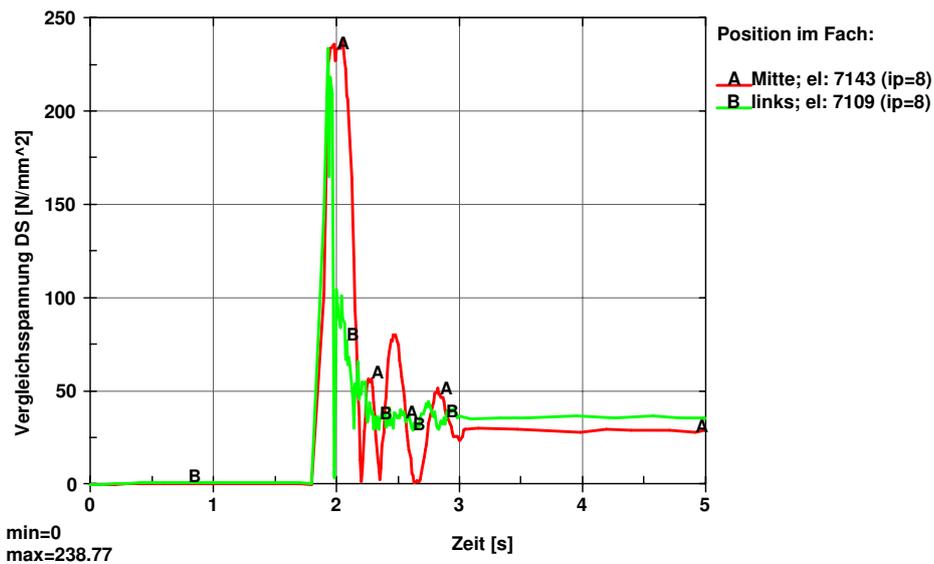


Abb. 4.14: Zeitlicher Verlauf der höchsten Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung

Abb. 4.15 zeigt den zum Verlauf der Vergleichsspannung korrespondierenden Verlauf der plastischen Dehnung der Durchschubsicherung.

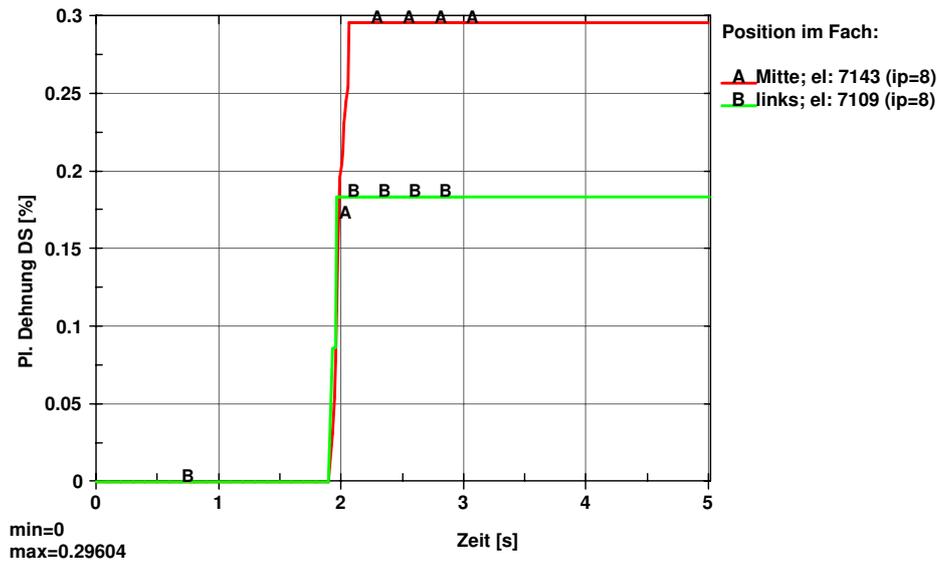


Abb. 4.15: Zeitlicher Verlauf der höchsten plastischen Dehnung in der Durchschubsicherung

4.3.3 Verschiebungen von Durchschubsicherung und Regal

Damit beim Anfahren der Durchschubsicherung die im Regal stehende Ladeinheit nicht in die darunter liegende Ebene durchfällt, darf sie den vorderen Palettenträger nicht verlassen. Das bedeutet, dass sie sich beim freistehenden Regal relativ zum vorderen Palettenträger um maximal 100 mm verschieben darf. Im Folgenden wird die Untersuchung der Verschiebungen exemplarisch für die am höchsten belastete Einlagerungsebene 1 dargestellt.

Abb. 4.16 zeigt die für Einlagerungsposition Mitte maximalen Verschiebungen des Regals und der im Regal stehenden Ladeinheit. Die numerische Verschiebungsauswertung ergibt, dass sich zu diesem Zeitpunkt die Ladeinheit relativ zum Palettenträger um 98.6 mm verschoben hat. Die Ladeinheit fällt gerade nicht in die darunter liegende Ebene durch.

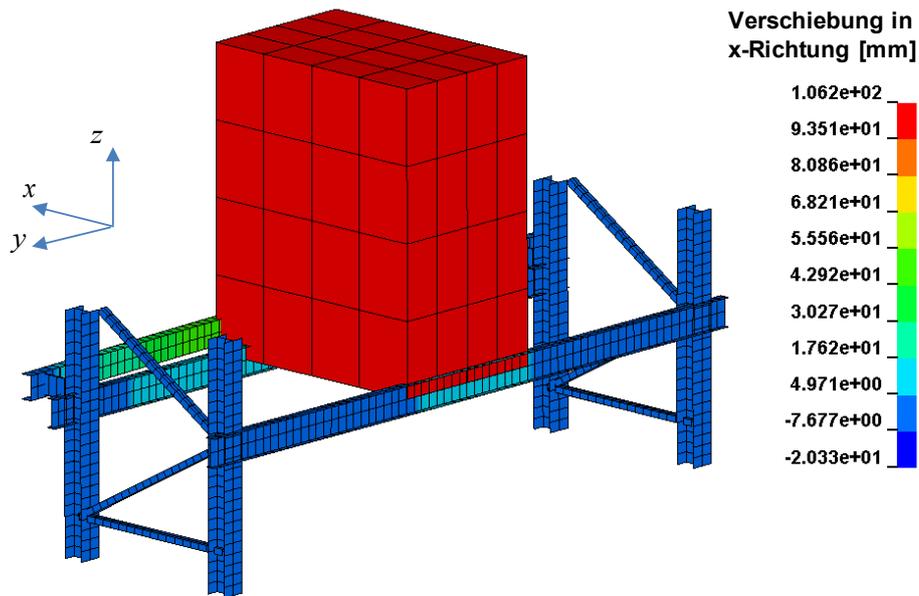


Abb. 4.16: Maximale Verschiebung der Ladeinheit zum Zeitpunkt der höchsten Belastung; Einlagerung im Regalfach: Mitte

Abb. 4.17 zeigt die gleiche Situation wie Abb. 4.16 ohne Ladeinheit. Der Farbbalken bezieht sich nun auf die Verschiebung der Durchschubsicherung.

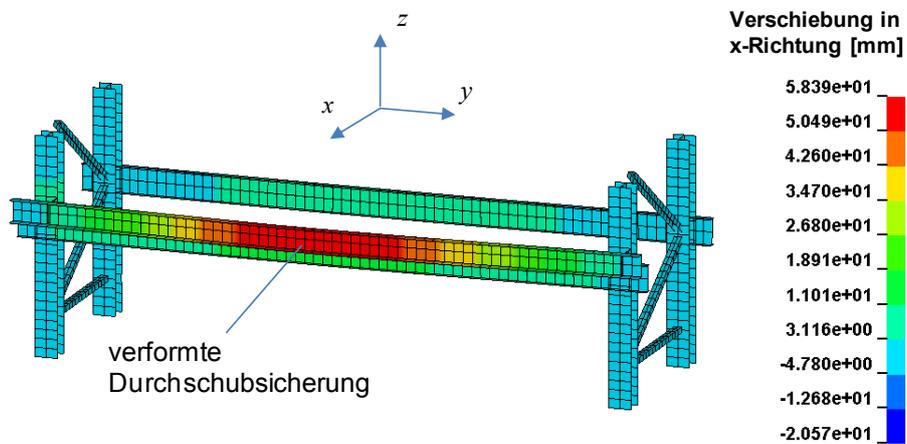


Abb. 4.17: Maximale Verschiebung des Regals und seiner Komponenten zum Zeitpunkt der höchsten Belastung; Einlagerung im Regalfach: Mitte

Abb. 4.18 zeigt die bleibende plastische Verformung des Regals und der Durchschubsicherung nach dem Rückzug der Teleskopgabeln und Entfernung der Ladeinheit. Die bleibende Verformung der Durchschubsicherung beträgt 23,6 mm im Bereich des Kontakts mit der Ladeinheit, die der Regalstütze 0,25 mm.

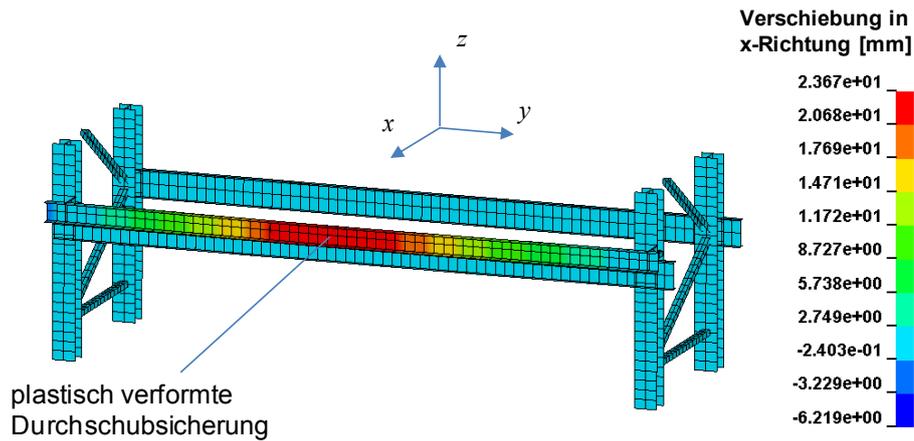


Abb. 4.18: Plastisch verformte Durchschubsicherung und Regalstützen nach Entlastung; Regalfach: Mitte

Die beschriebene Untersuchung wurde in gleicher Weise für die Einlagerungsposition links der Einlagerungsebene 1 durchgeführt. Tab. 4.2 fasst die Ergebnisse für beide Einlagerungspositionen zusammen.

U100x50x6	Maximale Verschiebung [mm]		Bleibende Verschiebung [mm]	
	Mitte	Links	Mitte	Links
Regalstütze	2,50	8,00	0,25	1,50
Durchschubsicherung	58,39	38,20	23,60	4,20

Tab. 4.2: Maximale und bleibende Verschiebung der Regalstütze und Durchschubsicherung für die Anfahrpositionen im Regalfach Mitte und links, Einlagerungsebene 1

Die Untersuchung der Verschiebungen von Durchschubsicherung und Regal in den anderen Einlagerungsebenen ergab, dass die bleibenden Verschiebungen der Regalstütze und der Durchschubsicherung immer kleiner als in Ebene 1 sind. Zudem zeigten die Berechnungen, dass in keinem Einlagerungsfach die im Regal stehende Ladeeinheit in die darunter liegende Ebene durchfällt.

4.4 Ergebnisse für das Regal in Silobauweise

Das Anfahren der Durchschubsicherung wurde in allen 21 Ebenen des Regals für den linken und mittleren Lagerplatz berechnet. Es wurden ebenso wie beim freistehenden Regal diejenigen Lagerfächer untersucht, die sich in der Mitte des Regals befinden. In allen Rechenläufen wurden die Spannungen und Dehnungen in den Regalstützen und der Durchschubsicherung sowie die Verschiebung von Regal und Durchschubsicherung ausgewertet.

4.4.1 Spannung und Dehnung in den Regalstützen

Zunächst soll wie beim freistehenden Regal die Abhängigkeit der Spannungen und Dehnungen in der Regalstütze von der Einlagerungsebene und Einlagerungsposition aufgezeigt werden. Abb. 4.19 zeigt die jeweils maximal auftretende Vergleichsspannung für die linke und mittlere Einlagerungsposition aller Einlagerungsebenen. Aus dem Diagramm lassen sich folgende Aussagen ableiten:

- Die größte Vergleichsspannung aller Rechenläufe tritt in Ebene 1, Einlagerungsposition links auf.
- Die Einlagerungsposition Mitte verursacht in allen Ebenen eine geringere Vergleichsspannung als die Einlagerungsposition links, weil sich in diesem Fall die Stoßkräfte gleichmäßig auf die Regalstützen aufteilen.
- Die Größe der maximalen Vergleichsspannung in der Regalstütze, die in den verschiedenen Einlagerungsebenen auftritt, hängt wesentlich vom Abstand des Anlenkpunkts der Durchschubsicherung von den nächsten Diagonalschnittpunkten ab. Je größer der Abstand ist, desto größer wird die Biegebeanspruchung der Regalstütze und damit auch die Vergleichsspannung (vgl. auch freistehendes Regal). Diesem Effekt überlagert ist eine Abnahme der Vergleichsspannung mit zunehmendem Bodenabstand der Einlagerungsebene.
- In den Regalstützen tritt im Gegensatz zum freistehenden Regal bei keiner Einlagerungsposition eine plastische Verformung auf. Dies kann damit zusammenhängen, dass hier die Regalstützen auch Gebäudelasten tragen und deshalb stärker dimensioniert sind.

Abb. 4.20 zeigt exemplarisch den zeitlichen Verlauf der Vergleichsspannung für das am höchsten belastete Finite Element der Regalstützen beim Anfahren der Durchschubsicherung in Ebene 1. Es befindet sich wie beim freistehenden Regal oberhalb der Lasteinleitungsstelle. Die Lage der Integrationspunkte $ip=1$ und $ip=23$, an denen die Spannungsmaxima auftreten, können Abb. 3.4 entnommen werden.

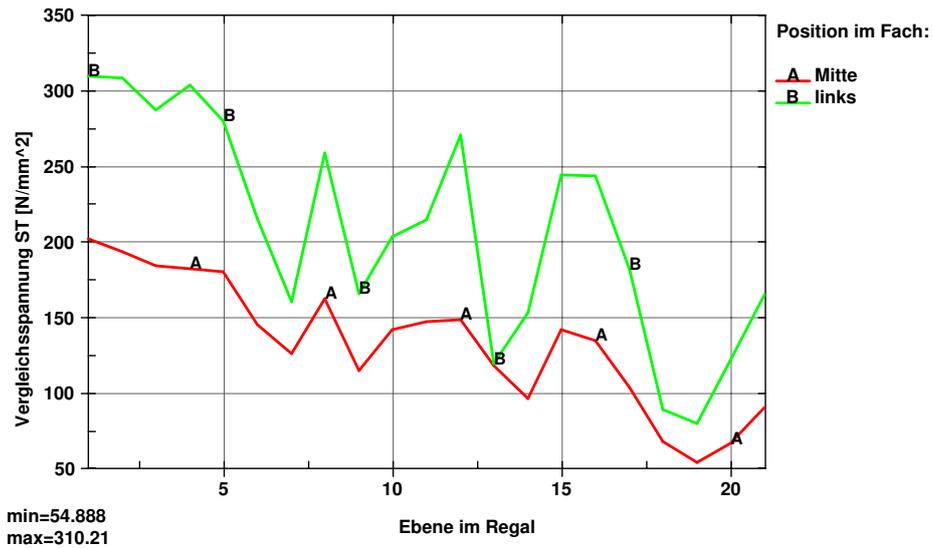


Abb. 4.19: Vergleichsspannung in der Regalstütze, angetragen über den 21 Ebenen des Regals

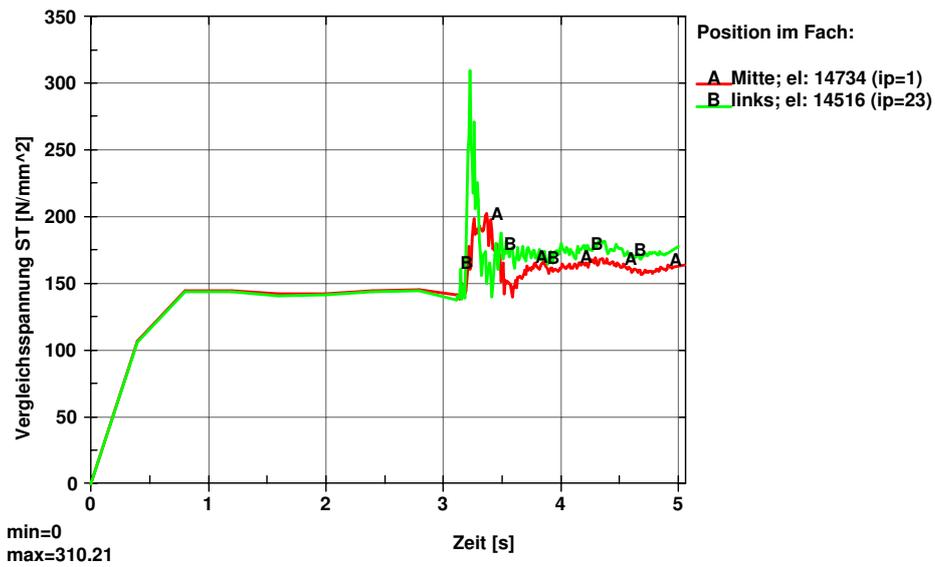


Abb. 4.20: Zeitlicher Verlauf der größten Vergleichsspannung in der Regalstütze

4.4.2 Spannung und Dehnung in der Durchschubsicherung

Analog zur Regalstütze wird nun die Abhängigkeit der Spannungen und Dehnungen in der Durchschubsicherung von der Einlagerungsebene und Einlagerungsposition analysiert. Abb. 4.21 zeigt die jeweils maximal auftretende Vergleichsspannung für die linke und mittlere Einlagerungsposition aller Einlagerungsebenen; Abb. 4.22 zeigt die korrespondierenden plastischen Dehnungen.

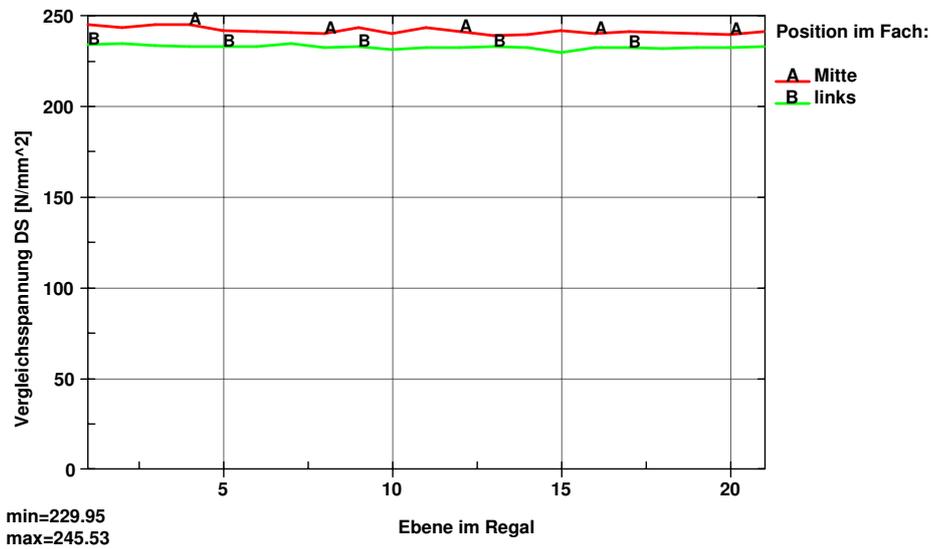


Abb. 4.21: Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über den Ebenen des Regals

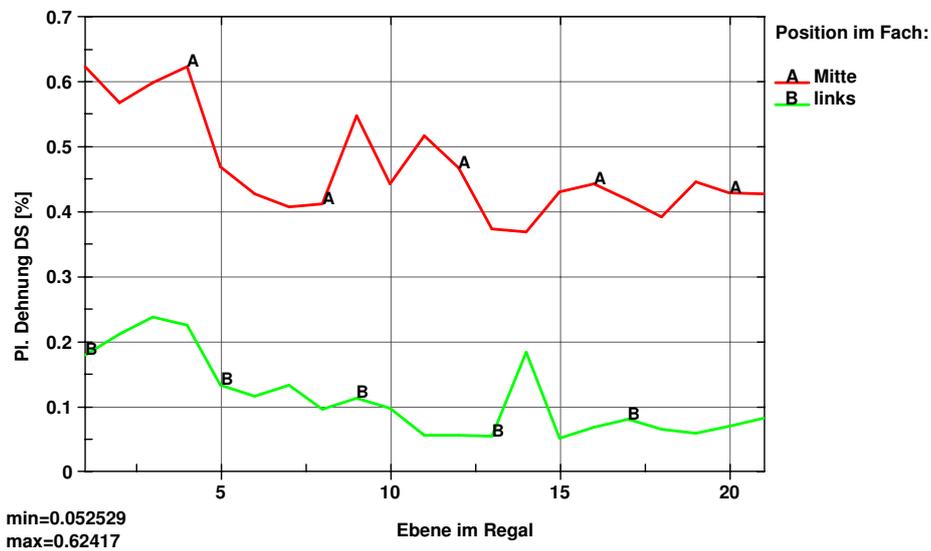


Abb. 4.22: Plastische Dehnung der Durchschubsicherung, angetragen über den Ebenen des Regals

Aus den Diagrammen ergeben sich folgende Aussagen:

- Die Durchschubsicherung wird in allen Einlagerungsebenen und -positionen plastisch verformt.
- Die größte plastische Dehnung von 0,63 % tritt in Ebene 4, Einlagerungsposition Mitte auf. Sie ist größer als die maximale plastische Dehnung von 0,3 % beim freistehenden Regal, was sich durch die größere Anfahrgeschwindigkeit und höhere Masse der Teleskopgabeln erklären lässt.
- Die Einlagerungsposition Mitte führt in allen Ebenen zu größeren plastischen Dehnungen als die Einlagerungsposition links.
- Die maximalen Vergleichsspannungen haben aufgrund der plastischen Verformung in allen Einlagerungsebenen und -positionen nahezu den gleichen Wert.
- Die plastische Dehnung der Durchschubsicherung nimmt tendenziell mit zunehmendem Bodenabstand der Einlagerungsebene ab.

Abb. 4.23 zeigt exemplarisch den zeitlichen Verlauf der Vergleichsspannung für das am höchsten belastete Finite Element der Durchschubsicherung in Ebene 1. Die Lage des Integrationspunktes $ip=8$, an dem das Spannungsmaximum auftritt, kann Abb. 3.7 entnommen werden.

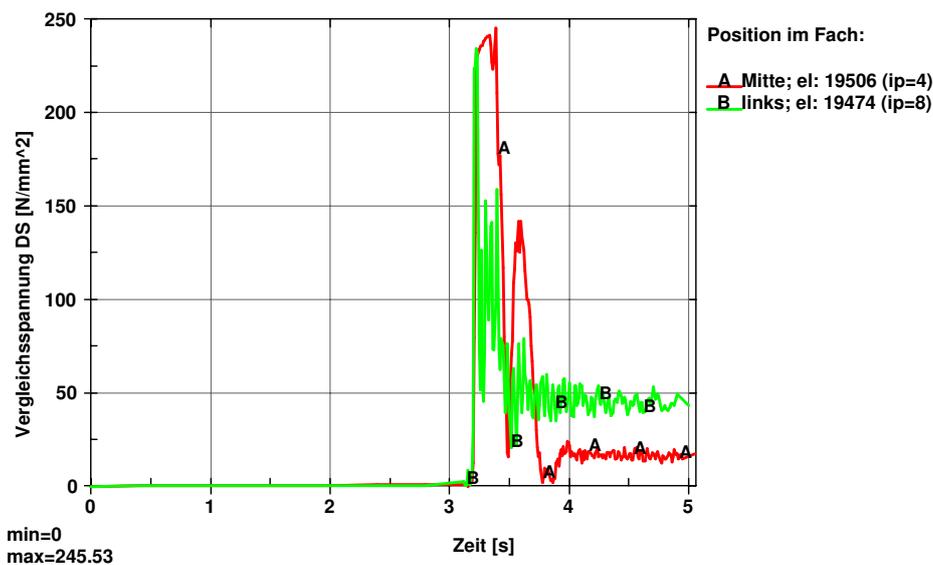


Abb. 4.23: Zeitlicher Verlauf der höchsten Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung

Abb. 4.24 zeigt den zum Verlauf der Vergleichsspannung korrespondierenden Verlauf der plastischen Dehnung der Durchschubsicherung.

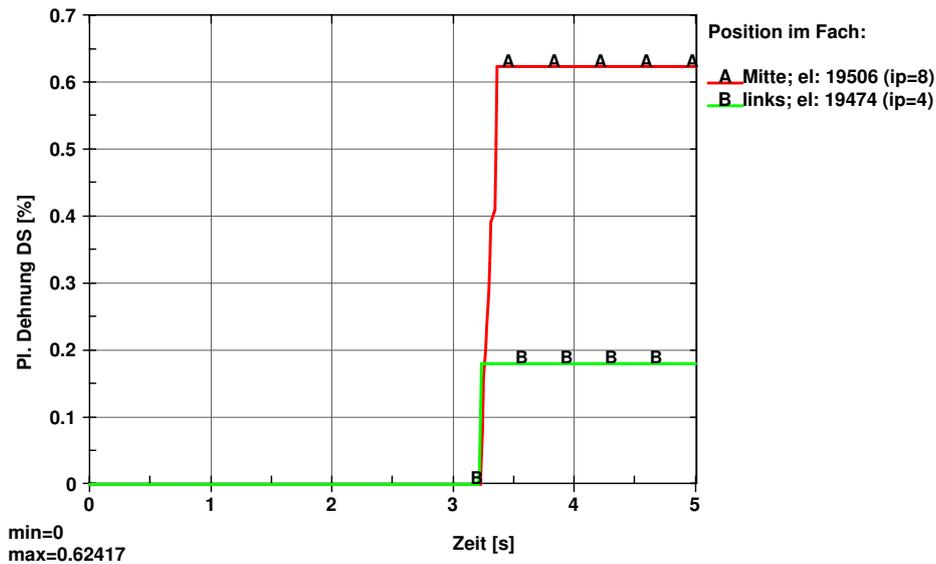


Abb. 4.24: Zeitlicher Verlauf der höchsten plastischen Dehnung in der Durchschubsicherung

4.4.3 Verschiebungen von Durchschubsicherung und Regal

Damit beim Anfahren der Durchschubsicherung die im Regal stehende Ladeeinheit nicht in die darunter liegende Ebene durchfällt, darf sie den vorderen Palettenträger nicht verlassen. Das bedeutet, dass sie sich beim Regal in Silobauweise relativ zum vorderen Palettenträger um maximal 100 mm verschieben darf. Im Folgenden wird die Untersuchung der Verschiebungen exemplarisch für die am höchsten belastete Einlagerungsebene 1 dargestellt.

Abb. 4.25 zeigt für die Einlagerungsposition Mitte die maximalen Verschiebungen des Regals und der im Regal stehenden Ladeeinheit. Die numerische Verschiebungsauswertung ergibt, dass sich zu diesem Zeitpunkt die Ladeeinheit relativ zum Palettenträger um 118,5 mm verschoben hat. Die Ladeeinheit fällt in die darunter liegende Ebene durch. Das Durchfallen der Ware tritt für das Regalfach Mitte auch in den Einlagerungsebenen 2 bis 4 sowie 9 und 11 auf.

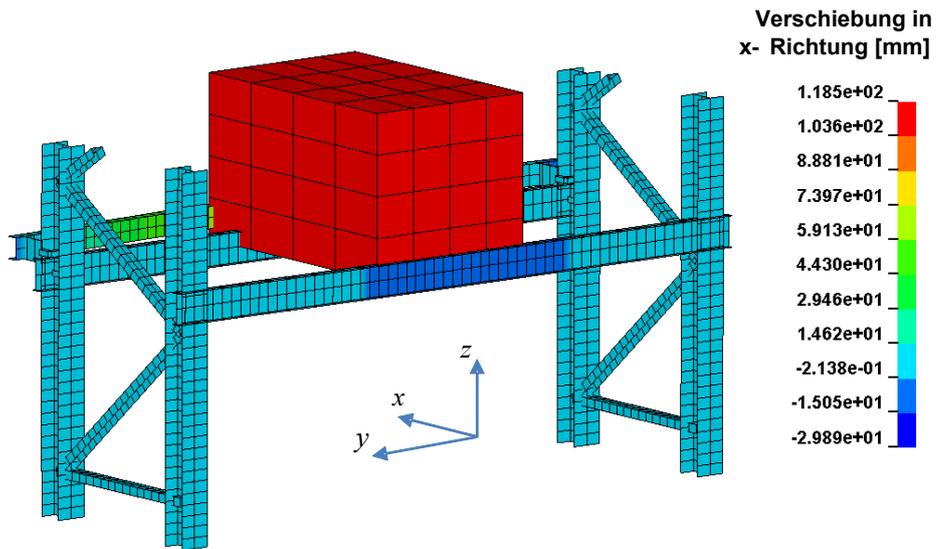


Abb. 4.25: Maximale Verschiebung der Ladeeinheit zum Zeitpunkt der höchsten Belastung; Einlagerung im Regalfach: Mitte

Abb. 4.27 zeigt die gleiche Situation wie Abb. 4.25 ohne Ladeeinheit. Der Farbbalken bezieht sich nun auf die Verschiebung der Durchschubsicherung.

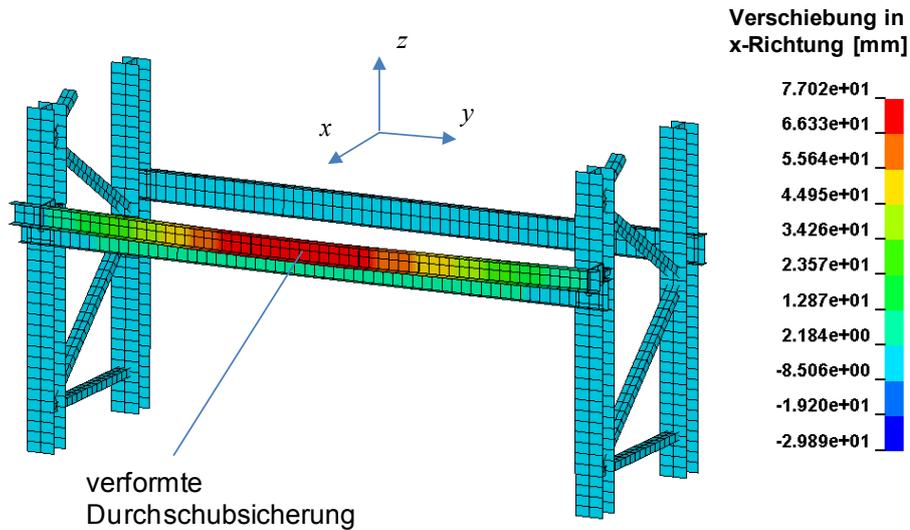


Abb. 4.26: Maximale Verschiebung des Regals und seiner Komponenten zum Zeitpunkt der höchsten Belastung; Einlagerung im Regalfach: Mitte

Abb. 4.27 zeigt die bleibende plastische Verformung des Regals und der Durchschubsicherung nach dem Rückzug der Teleskopgabeln und Entfernung der Ladeinheit. Die bleibende Verformung der Durchschubsicherung beträgt 42,21 mm im Bereich des Kontakts mit der Ladeinheit, die der Regalstütze 0,00 mm.

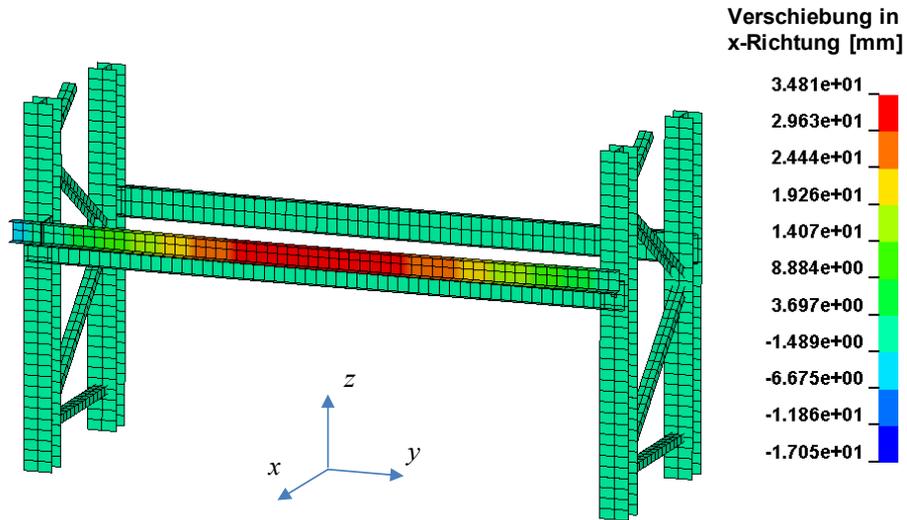


Abb. 4.27: Plastisch verformte Durchschubsicherung und Regalstützen nach Entlastung; Einlagerung im Regalfach: Mitte

Die beschriebene Untersuchung wurde in gleicher Weise für die Einlagerungsposition links der Einlagerungsebene 1 durchgeführt. Tab. 4.3 fasst die Ergebnisse für beide Einlagerungspositionen zusammen.

U100x50x6	Maximale Verschiebung [mm]		Bleibende Verschiebung [mm]	
	Mitte	Links	Mitte	Links
Regalstütze	1,50	6,00	0,00	0,00
Durchschubsicherung	77,02	29,77	42,21	17,91

Tab. 4.3: Maximale und bleibende Verschiebung der Regalstütze und Durchschubsicherung für die Anfahrpositionen im Regalfach Mitte und links, Einlagerungsebene 1

Die Untersuchung der Verschiebungen von Durchschubsicherung und Regal in den anderen Einlagerungsebenen ergab, dass in den Ebenen 2 bis 4 die bleibende Verschiebung der Durchschubsicherung ähnlich groß ist wie in Ebene 1.

4.5 Bewertung der Ergebnisse

Die untersuchten Regale wurden mit Hilfe von quasistatischen Auslegungsverfahren gemäß prEN 15512 [prEN15512] bzw. RMI [RMI-05] ausgelegt. Die Dimensionierung der Durchschubsicherung gemäß prEN 528 (siehe Abschnitt 4.1) ergab das hier verwendete Profil U100x50x6.

Die nach Norm angesetzten Lasten verursachen keine plastischen Verformungen der Bauteile. Im Betrieb des Hochregals können aber durchaus kleine, lokale plastische Verformungen von Bauteilen akzeptiert werden, solange sie nicht die Funktion und Sicherheit beeinträchtigen. Die Anforderung an die Durchschubsicherung ist, das Durchfallen von Ladeeinheiten zu verhindern.

Die dynamische Berechnung des Anfahrens der Durchschubsicherung ergab, dass sich die Durchschubsicherung beim Anfahrvorgang immer plastisch verformt. Für das freistehende Regal und die meisten Ebenen für das Regal in Silobauweise ist die Verformung jedoch klein genug, um den Absturz der Ladeeinheit zu verhindern. Beim Regal in Silobauweise kann der Absturz in den Ebenen 1 bis 4 sowie 9 und 11 nicht verhindert werden. Die nach Norm dimensionierte Durchschubsicherung erfüllt also ihre Aufgabe in manchen Fällen nicht. Die Ursache liegt im pauschalen statischen Lastansatz der Norm zur Beschreibung dynamischer Vorgänge.

Erfolgversprechender wäre ein vereinfachter dynamischer Ansatz, der zumindest die Steifigkeit von Regal und Durchschubsicherung sowie die Größe der bewegten Massen und die Anfahrgeschwindigkeit berücksichtigt. In Kapitel 8 dieser Arbeit wird eine entsprechende Methode vorgestellt.

Bezüglich des Versagens der Regalstützen und der Gesamtstabilität sind die nach Norm ausgelegten Regale ausreichend dimensioniert. Es treten beim freistehenden Regal geringe plastische Verformungen der Stützen auf, die aber die Sicherheit des Regals in keiner Weise gefährden. Ein Knicken von Trägern konnte nicht festgestellt werden.

5 Unsanftes Absetzen einer Ladeinheit

Nach dem *Anfahren der Durchschubsicherung* wird als zweiter dynamischer Vorgang das Szenario *Unsanftes Absetzen einer Ladeinheit* untersucht.

Die Berechnungen werden für das freistehende Regal und das Regal in Silobauweise mit der Absetzgeschwindigkeit von 0,1 m/s in allen Regalebenen für den mittleren und linken Lagerplatz durchgeführt. Es wurden diejenigen Lagerfächer untersucht, die sich in der Mitte des Regals befinden. Tab. 5.1 enthält alle wesentlichen Daten der Regale und der Regalbediengeräte.

	Freistehendes Regal	Regal in Silobauweise
Endgeschwindigkeit der Teleskopgabeln	0,1 m/s	0,1 m/s
Beschleunigung der Teleskopgabeln	0,1 m/s ²	0,1 m/s ²
Masse des Hubwagens	1570 kg	3000 kg
Masse der beweglichen Teleskopgabeln	150 kg	300 kg
Masse der Ladeinheit auf den Teleskopgabeln	1000 kg	1000 kg
Beladungszustand des Regals	100 %	100 %

Tab. 5.1: Daten der Regalbediengeräte für die untersuchten Regale

Es wurde festgelegt, dass die Teleskopgabeln nicht auf den Palettenträgern aufsetzen. Das Absenken des Hubwagens wird gestoppt, sobald sich die Teleskopgabeln 30 mm von der Palette entfernt haben. Das Ausschwingverhalten der Last auf den Palettenträgern wird somit von den Teleskopgabeln nicht beeinflusst.

Das Ziel der Berechnungen ist die Bestimmung der höchsten Belastung der Regalstützen und der Palettenträger. Dazu werden in allen Ebenen die jeweiligen Spannungs-, Dehnungsmaxima für die Einlagerungspositionen ermittelt.

Die zeitlichen Verläufe der Vergleichsspannung in Palettenträgern werden exemplarisch für die Ebene 1 dargestellt. Am Ende dieses Kapitels werden die Ergebnisse der dynamischen Rechnung den Lastannahmen nach Norm gegenübergestellt. Die in Kapitel 3 beschriebenen Modelle des Stahlbaus der Hochregallager müssen zunächst mit Modellen der Regalbediengeräte und der Durchschubsicherung sowie den Lasten zu einem vollständigen Finite Elemente Modell kombiniert werden.

5.1 Finite Elemente Modellierung des Regalbediengerätes

Die Abbildung des Mastes und Fahrwerks des Regalbediengerätes erfolgt in LS-DYNA durch den Balkentyp 2 (siehe [Man-07]). In Voruntersuchungen wurde sichergestellt, dass das Regalbediengerät zu keiner Zeit plastische Verformungen erfährt. Die Teleskopgabeln sind ebenfalls elastisch und können sich durch das Gewicht von Palette und Ladeinheit verformen (siehe Abb. 5.1). Auf den Teleskopgabeln stehen die Starrkörpermodelle von Palette und Ladeinheit mit Kontakt und Reibung. Den Starrkörpern wird die Kontaktsteifigkeit von Stahl zugewiesen.

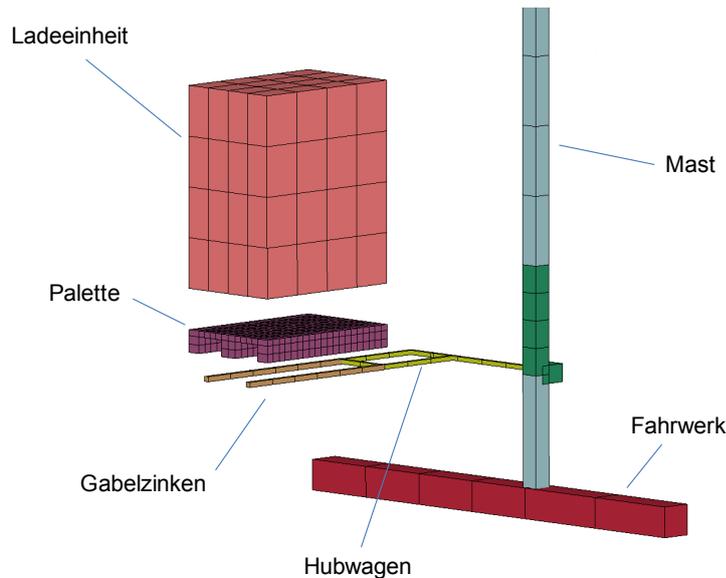


Abb. 5.1: Finite Elemente Modell des Regalbediengerätes

Der Hubwagen wird durch eine parallele Führung (siehe Abb. 5.2) mit dem Mast des Regalbediengerätes gekoppelt.

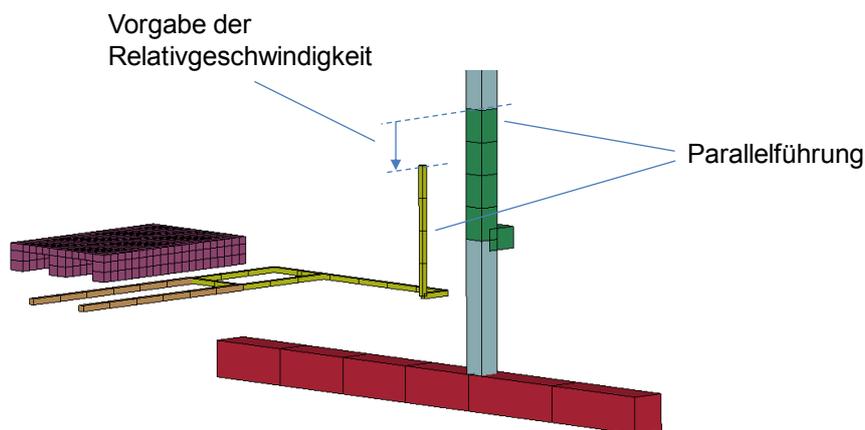


Abb. 5.2: Parallelführung des Hubwagens

Für das Absenken des Hubwagens wird die zeitliche Vorgabe der Absenkgeschwindigkeit gemäß Abb. 5.3 definiert.

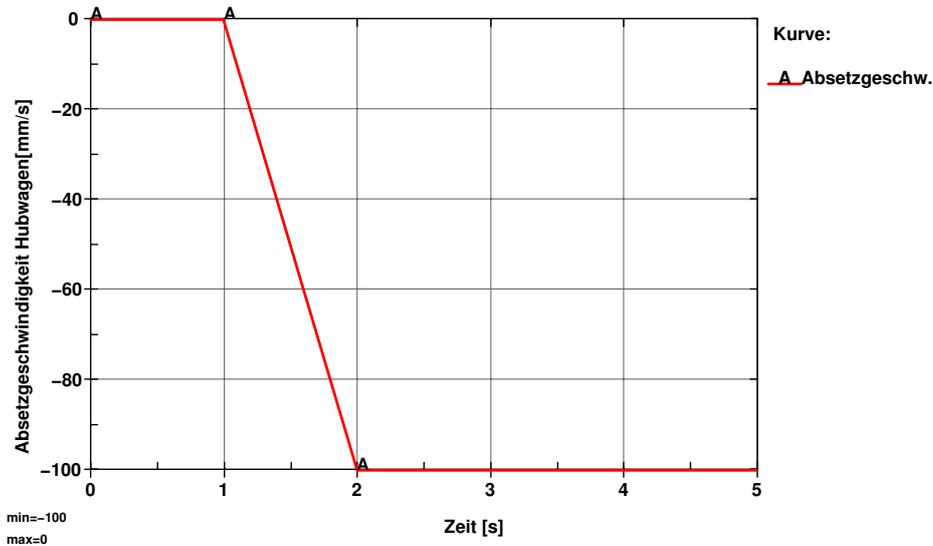


Abb. 5.3: Zeitlicher Verlauf des Absetzens des Hubwagens

Abb. 5.4 zeigt den zeitlichen Ablauf der Simulation. Das System wird in der ersten Sekunde der Berechnung in den statischen Ausgangszustand gebracht. Zur Eliminierung der dabei auftretenden Schwingungen wirkt eine globale Dämpfung.

Danach wird der Hubwagen des Regalbediengerätes abgesenkt und die Palette auf den Palettenträgern abgestellt. Das Absenken des Hubwagens wird gestoppt, sobald sich die Teleskopgabeln 30 mm von der Palette entfernt haben. Das Ausschwingen des Systems wird für die Zeitspanne von einer Sekunde berechnet.

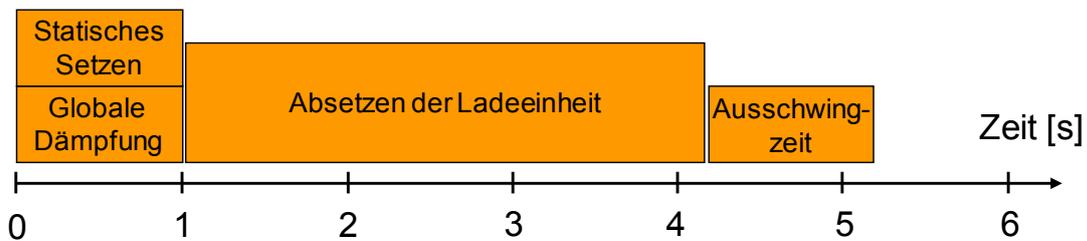


Abb. 5.4: Zeitlicher Ablauf der Berechnung *Unsanftes Absetzen einer Ladeinheit*

5.2 Ergebnisse für das freistehende Regal

Das unsanfte Absetzen wurde in allen acht Ebenen des Regals jeweils für das linke und mittlere Lagerfach berechnet. In allen Rechenläufen wurden die Spannungen und Dehnungen in den Regalstützen sowie der Palettenträger ausgewertet. Abb. 5.5 zeigt die Lage des vorderen und hinteren Palettenträgers.

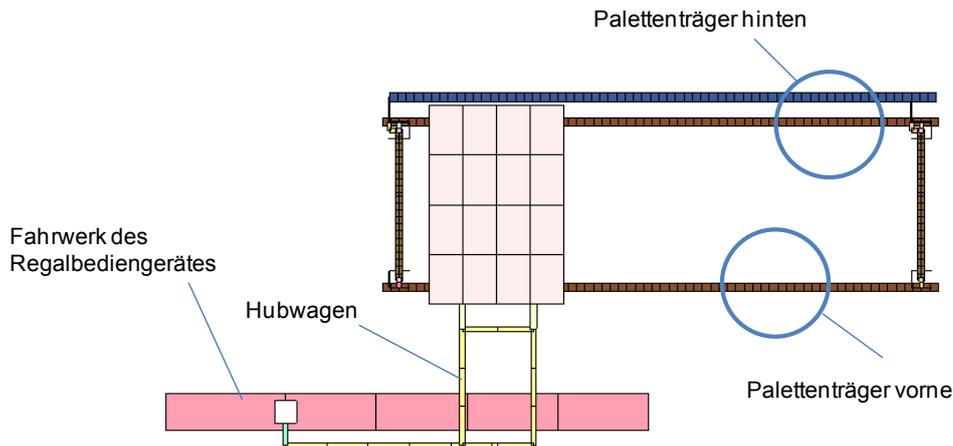


Abb. 5.5: Bezeichnung der Palettenträger beim Absetzvorgang

5.2.1 Spannung und Dehnung in den Regalstützen

Zunächst soll die Abhängigkeit der Spannungen und Dehnungen in den Regalstützen von der Einlagerungsebene und Einlagerungsposition aufgezeigt werden. Abb. 5.6 zeigt die jeweils maximal auftretende Vergleichsspannung für die linke und mittlere Einlagerungsposition aller Einlagerungsebenen. Abb. 5.7 zeigt die zu den Vergleichsspannungen korrespondierenden plastischen Dehnungen.

Aus den Diagrammen lassen sich folgende Aussagen ableiten:

- Die größte Vergleichsspannung aller Rechenläufe tritt in Ebene 1, Einlagerungsposition Mitte auf.
- Die Einlagerungsposition Mitte verursacht in allen Ebenen eine geringfügig höhere Vergleichsspannung als die Einlagerungsposition links.
- Der wesentliche Anteil der Vergleichsspannung in der Regalstütze entsteht durch die statische Grundlast. Deshalb nimmt die maximale Vergleichsspannung mit zunehmendem Bodenabstand der Einlagerungsebene ab.
- Das unsanfte Absetzen verursacht keine plastische Dehnung in den Regalstützen.

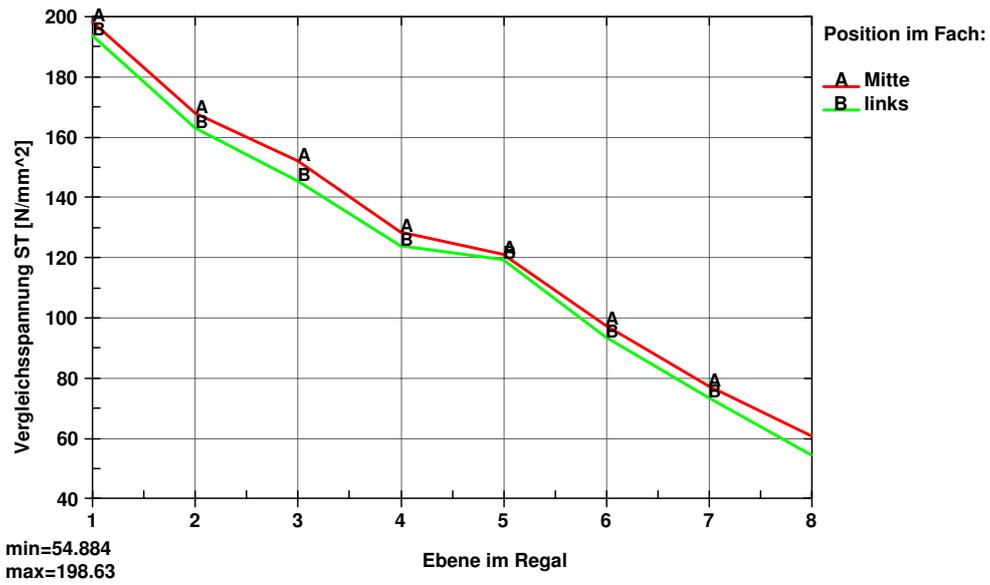


Abb. 5.6: Maximale Vergleichsspannung in den Regalstützen, angetragen über den Ebenen des Regals

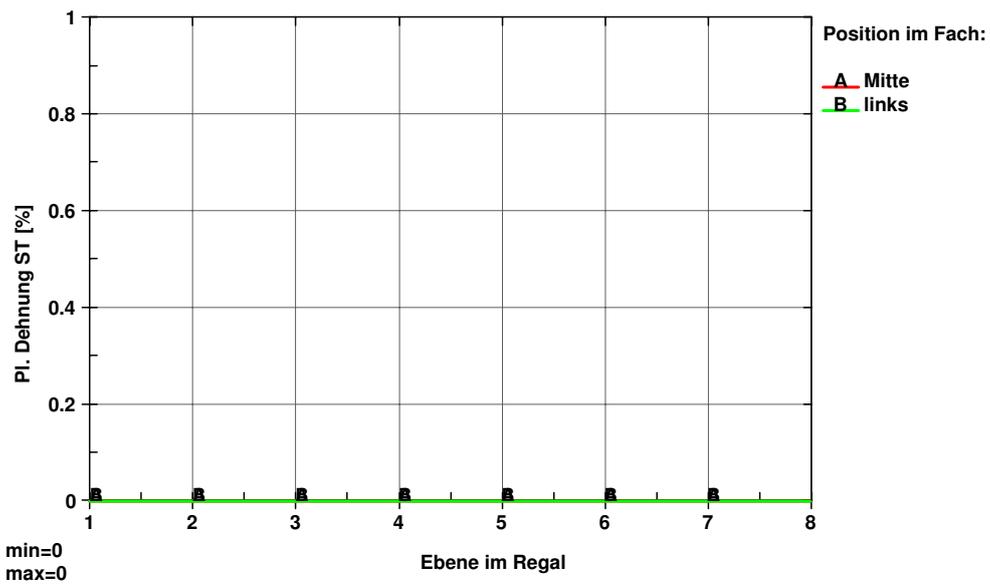


Abb. 5.7: Plastische Dehnung in der Regalstütze, angetragen über den Ebenen des Regals

5.2.2 Spannungen in den Palettenträgern

Zunächst wird exemplarisch für Ebene 1 der zeitliche Verlauf der Vergleichsspannung im vorderen und hinteren Palettenträger analysiert. Abb. 5.8 zeigt die Vergleichsspannung des höchst belasteten Finiten Elements des vorderen Palettenträgers, Abb. 5.9 die des hinteren. Aus den Diagrammen lassen sich folgende Aussagen ableiten:

- Bei allen Absetzvorgängen setzt die Palette aufgrund der Durchbiegung der Teleskopgabeln zuerst auf den hinteren Palettenträgern auf.
- Die maximale dynamische Belastung ist für beide Palettenträger nahezu gleich und unabhängig von der Einlagerungsposition.
- Das unsanfte Absetzen verursacht keine plastische Dehnung in den Palettenträgern.

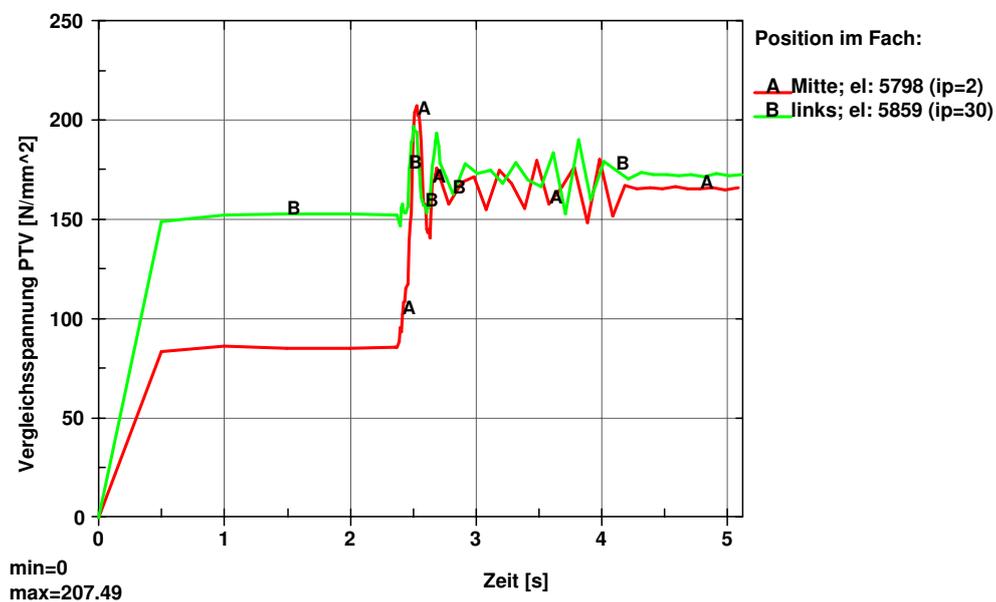


Abb. 5.8: Zeitlicher Verlauf der Vergleichsspannung im vorderen Palettenträger; Absetzposition in der ersten Ebene

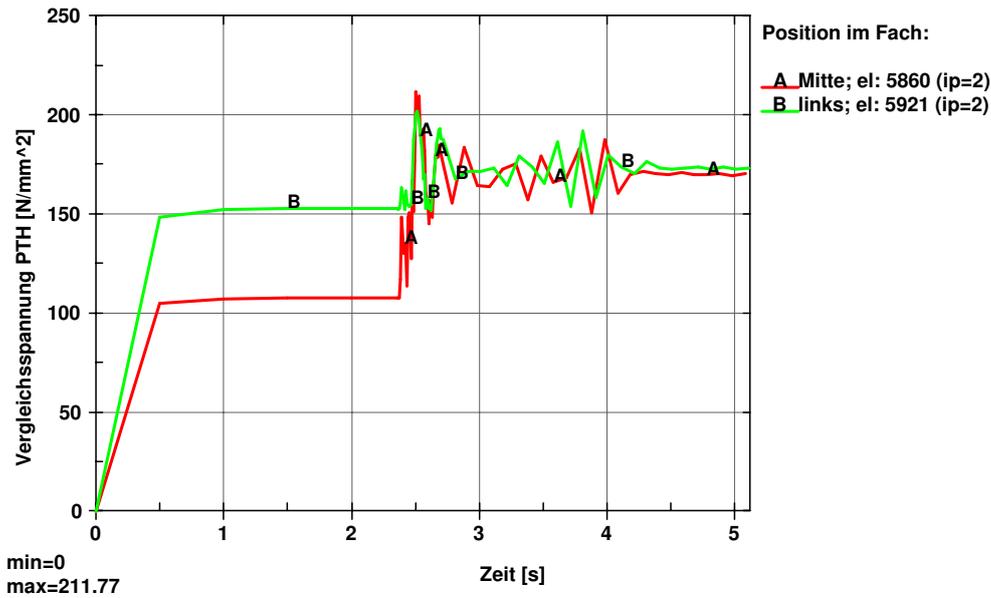


Abb. 5.9: Zeitlicher Verlauf der Vergleichsspannung im hinteren Palettenträger; Absetzposition in der ersten Ebene

5.2.3 Berechnung eines Dynamikbeiwertes zur Beschreibung des Absetzvorgangs

Die dynamischen Wirkungen beim unsanften Absetzen einer Ladeinheit werden in prEN 15512 [prEN15512] mit 25 % der Masse der Ladeinheit bewertet. Dies gilt laut Norm für Einplatzlagerung. Für die Mehrplatzlagerung enthält hierzu die Norm keine Aussage.

Dynamische Wirkungen von Lasten lassen sich durch Dynamikbeiwerte ausdrücken. Der Dynamikbeiwert ist definiert als Quotient von maximal auftretender dynamischer Last und statischer Last:

$$\Phi_{PT} = \frac{F_{max}}{F_{stat}} \quad (5.1)$$

Der in prEN 15512 definierte Dynamikbeiwert beträgt somit 1,25. Aus den Berechnungen der Absetzvorgänge lässt sich der Dynamikbeiwert als Quotient der maximal auftretenden Vergleichsspannung und der statischen Vergleichsspannung im ausgeschwungenen Zustand gemäß

$$\Phi_{PT} = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{stat}} \quad (5.2)$$

berechnen.

Abb. 5.10 und Abb. 5.11 zeigen die Dynamikbeiwerte in allen Ebenen des freistehenden Regals für die Absetzpositionen Mitte und links. Die berechneten Dynamikbeiwerte bewegen sich in einem Bereich von 1,14 bis 1,28. Die berechneten Dynamikbeiwerte liegen sehr nahe am dem in prEN 15512 angegebenen Wert von 1,25. Damit liefert prEN 15512 eine brauchbare Näherung zur Beschreibung der dynamischen Wirkung beim unsanften Abset-

zen einer Ladeinheit, die entgegen der Festlegung in der Norm auch für Dreiplatzlagerung anwendbar ist.

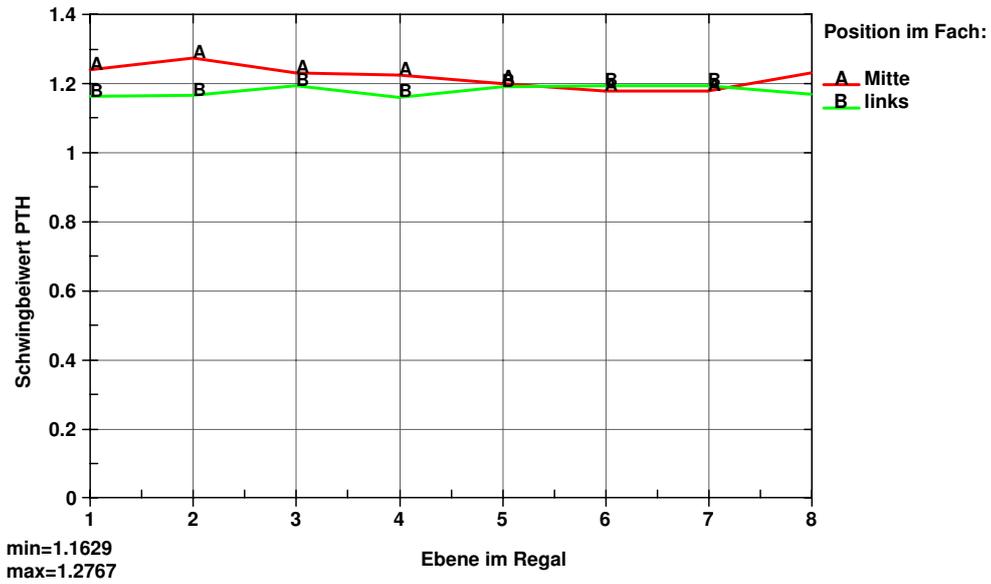


Abb. 5.10: Dynamikbeiwert des hinteren Palettenträgers, angetragen über den Ebenen des Regals

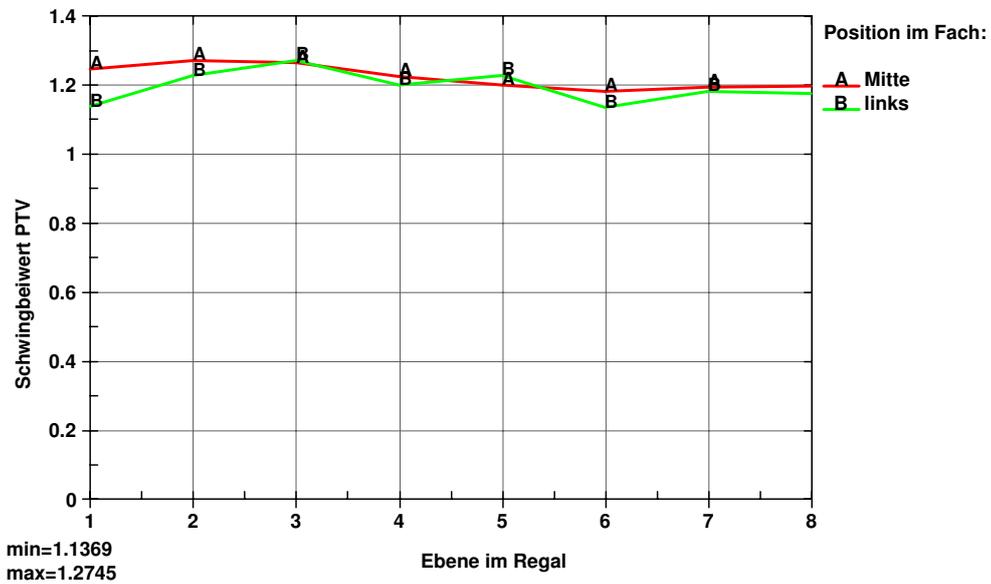


Abb. 5.11: Dynamikbeiwert des vorderen Palettenträgers, angetragen über den Ebenen des Regals

5.3 Ergebnisse für das Regal in Silobauweise

Das unsanfte Absetzen der Ladeeinheit wurde in allen 21 Ebenen des Regals jeweils für das linke und mittlere Lagerfach berechnet. Die Auswertung lieferte die zeitlichen Verläufe und Maximalwerte der Spannungen und Dehnungen der Regalstützen und Palettenträger. Dabei ergaben sich qualitativ die gleichen Ergebnisse wie beim freistehenden Regal. Auch hier tritt weder in den Regalstützen noch in den Palettenträgern eine plastische Verformung auf (siehe Abb. 5.12 und Abb. 5.13).

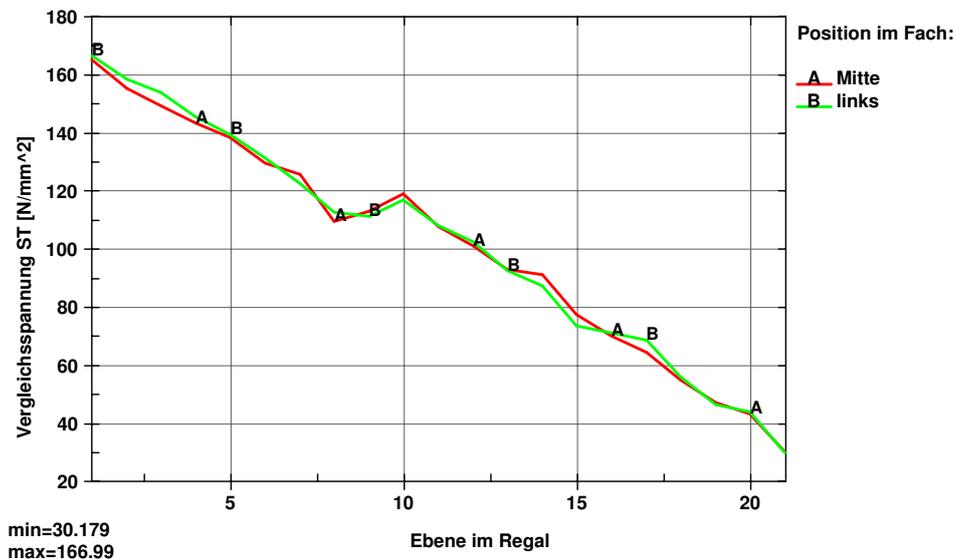


Abb. 5.12: Maximale Vergleichsspannung in den Regalstützen, angetragen über den Ebenen des Regals

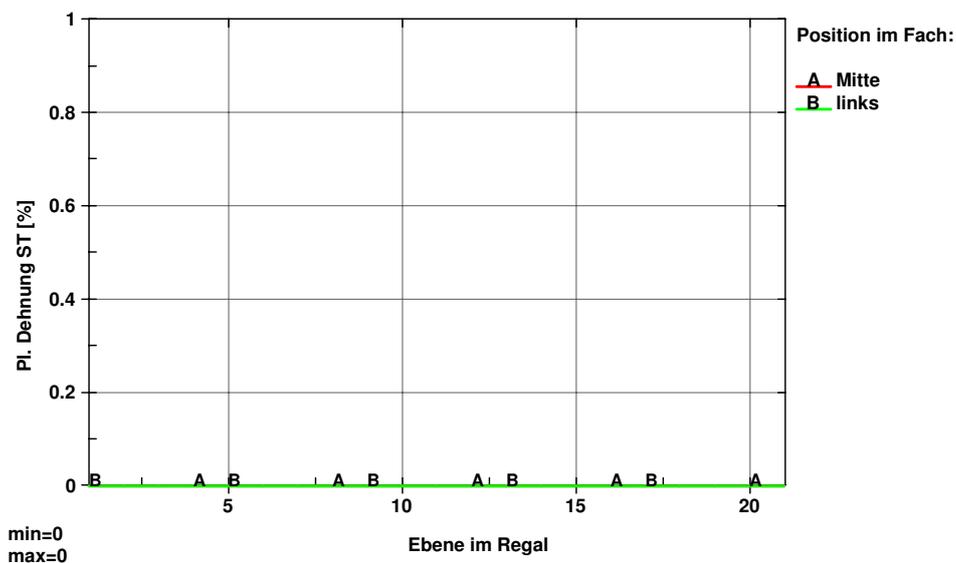


Abb. 5.13: Plastische Dehnung in der Regalstütze, angetragen über den Ebenen des Regals

Für die Palettenträger wurden in gleicher Weise wie beim freistehenden Regal die Dynamikbeiwerte bestimmt. Abb. 5.14 und Abb. 5.15 zeigen die Dynamikbeiwerte in allen Ebenen des Regals in Silobauweise für die Absetzpositionen Mitte und links. Die berechneten Dynamikbeiwerte bewegen sich in einem Bereich von 1,13 bis 1,78 und sind damit teilweise erheblich höher als beim freistehenden Regal. Die erhöhten Werte lassen sich durch die folgenden besonderen Eigenschaften des Regals in Silobauweise begründen. Die Ausfahrlänge der Teleskopgabeln ist beim Absetzvorgang im doppel tiefen Regalfach um den Faktor zwei größer als beim einfachtiefen, freistehenden Regal. Dadurch entstehen während des Senkvorgangs Vertikalschwingungen der Ladeinheit, die in ungünstigen Fällen die Aufprallgeschwindigkeit beim Kontakt mit dem Palettenträger erhöhen. Eine weitere Besonderheit des Regals in Silobauweise ist die Zunahme der Regalfachhöhe (siehe Tab. 1.1 und Abb. 3.2) in den oberen Ebenen. Bei den dort eingelagerten hohen Ladeinheiten liegt der Schwerpunkt der Ladeinheit weiter von den Palettenträgern entfernt als in den unteren Regalfächern. Mit dem Abstand des Schwerpunkts der Ladeinheit vom Palettenträger nimmt die Schwingungsanfälligkeit des Systems zu, was zu einer Erhöhung des Dynamikbeiwerts führen kann.

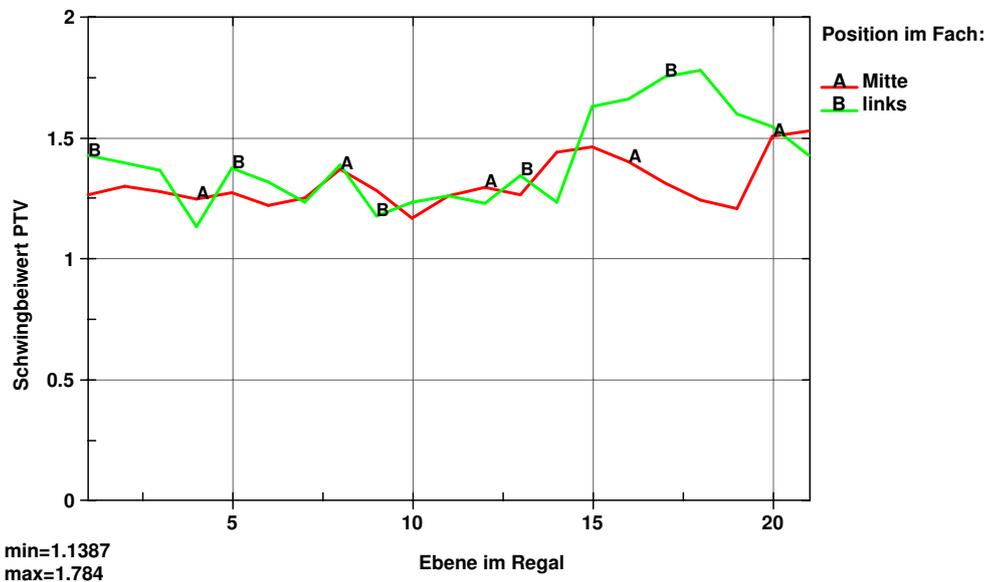


Abb. 5.14: Dynamikbeiwert des vorderen Palettenträgers, angetragen über den Ebenen des Regals

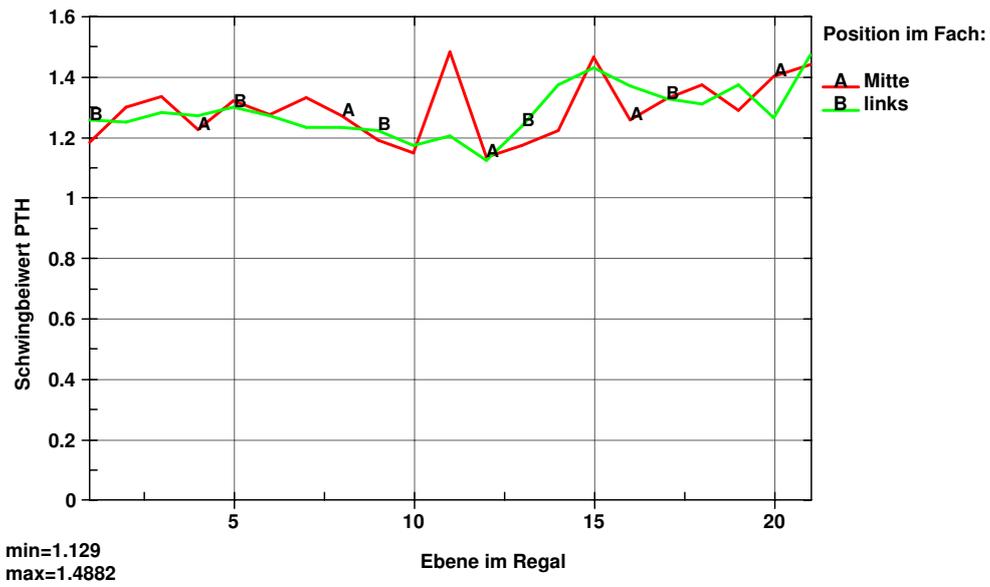


Abb. 5.15: Dynamikbeiwert des hinteren Palettenträgers, angetragen über den Ebenen des Regals

6 Durchfallen von Ware auf die darunter liegende Ebene

Der Absturz einer Ladeinheit in die darunter liegende Ebene kann die Folge eines Anfahrvorgangs an die Durchschubsicherung sein. Dieses Szenario wird nun exemplarisch am Beispiel des Regals in Silobauweise in der untersten Ebene für die Einlagerungspositionen links und Mitte betrachtet. Der Lagerfüllungsgrad beträgt dabei 100 %. Die unterste Ebene bietet sich für diese Untersuchung an, weil dort die größte statische Grundlast auf die Regalstützen wirkt.

Die Berechnungen sollen Aussagen über die Belastungen der Palettenträger und der Regalstützen sowie über die Stabilität des Hochregals liefern.

6.1 Finite Elemente Modellbildung für das Durchfallen von Ware

Aufgrund der hohen zu erwartenden plastischen Verformungen der Palettenträger muss dieses Szenario mit einem Schalenmodell untersucht werden. Dazu wurden in den beiden untersten Ebenen des Regals die Regalstützen, Palettenträger, Durchschubsicherung und Diagonalen mit Schalenelementen und elastisch-plastischem Materialmodell abgebildet. Der Rest des Regals wurde mit Balkenelementen modelliert. Die Ladeeinheiten sind starre Körper und stehen mit Kontakt und Reibung auf dem vorderen und hinteren Palettenträger. Die Starrkörper besitzen die Kontaktsteifigkeit von Stahl.

Abb. 6.1 zeigt den zeitlichen Ablauf der Simulation. Das System wird in der ersten Sekunde der Berechnung in den statischen Ausgangszustand gebracht. Zur Eliminierung der dabei auftretenden Schwingungen wirkt eine globale Dämpfung.

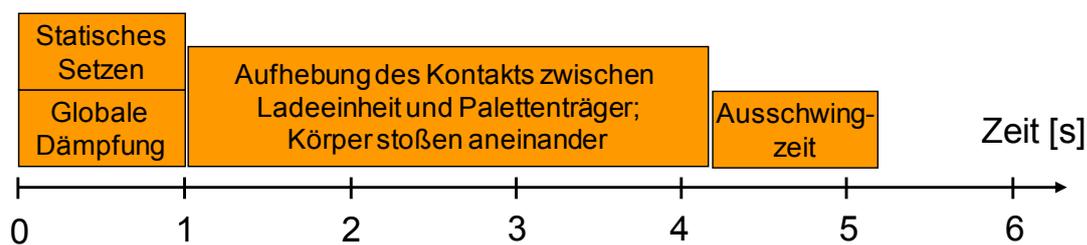


Abb. 6.1: Zeitlicher Ablauf der Berechnung *Durchfallen von Ware auf die darunter liegende Ebene*

In der nächsten Phase der Berechnung kippt die Ladeinheit durch Wegnahme des Kontakts mit dem vorderen Palettenträger (siehe Abb. 6.2). Sie fällt mit der vorderen Kante auf die darunter liegende Ladeinheit. Der hintere Teil verlässt dabei den Palettenträger nicht.

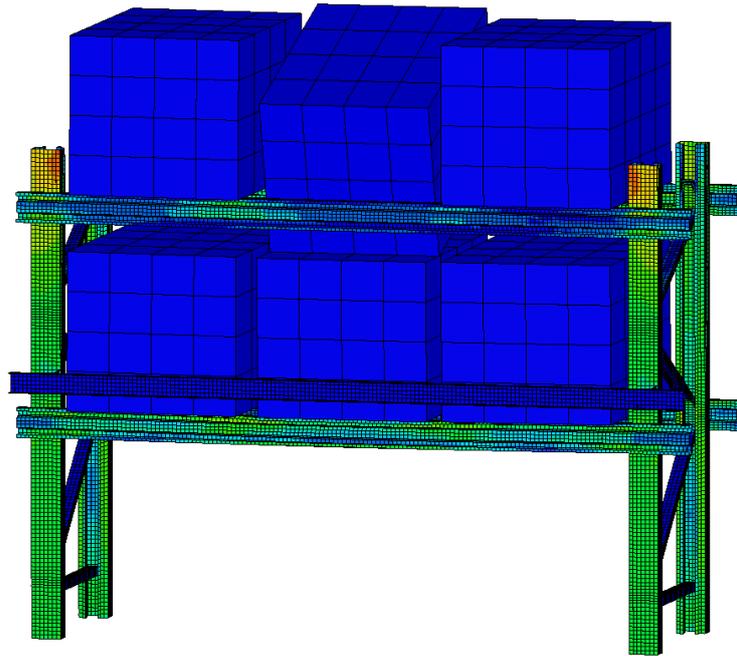


Abb. 6.2: Abgestürzte Ladeinheit in die darunter liegende Ebene

6.2 Ergebnisse

Durch den Absturz der Ladeinheit wird der vordere Palettenträger plastisch verformt (siehe Abb. 6.3 für die Einlagerungsposition Mitte). Die größten plastischen Deformationen treten in der Zone der Aufstandsfläche der Ladeinheit und an der Verbindung zur Regalstütze auf. Für die Einlagerungspositionen in Fachmitte und links beträgt die größte bleibende Verformung des Palettenträgers ca. 6mm.

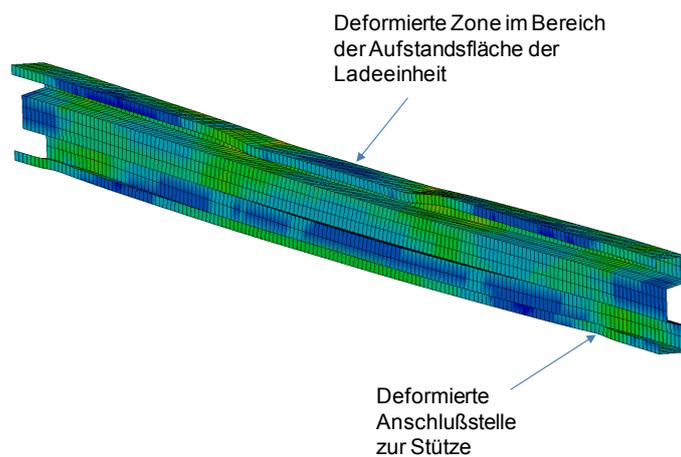


Abb. 6.3: Verformter Palettenträger

Abb. 6.4 und Abb. 6.5 zeigen den zeitlichen Verlauf der vertikalen Querkraft und dem zugehörigen Biegemoment in unmittelbarer Nähe der Verbindungsstelle von Palettenträger und Regalstütze.

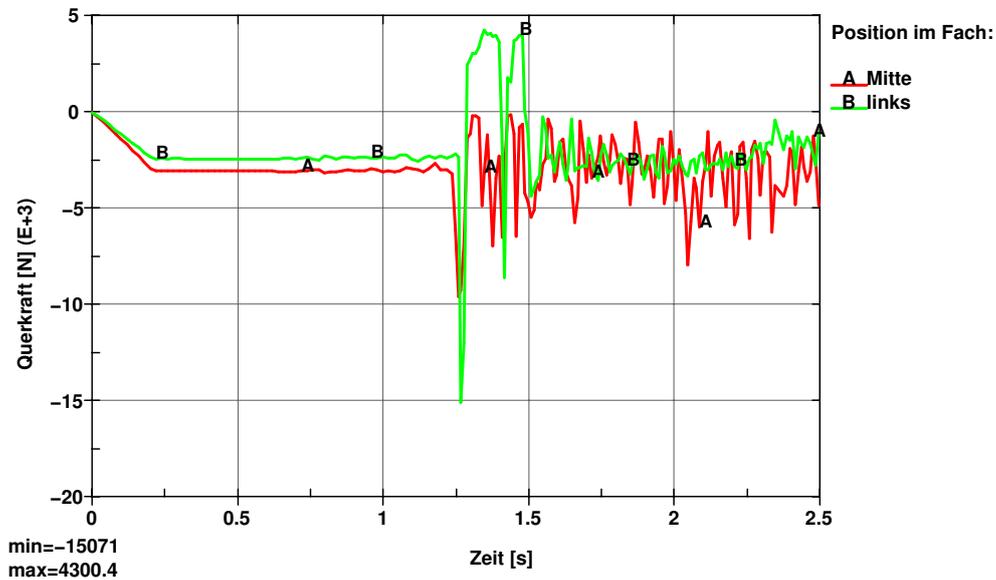


Abb. 6.4: Zeitlicher Verlauf der Querkraft im Palettenträger

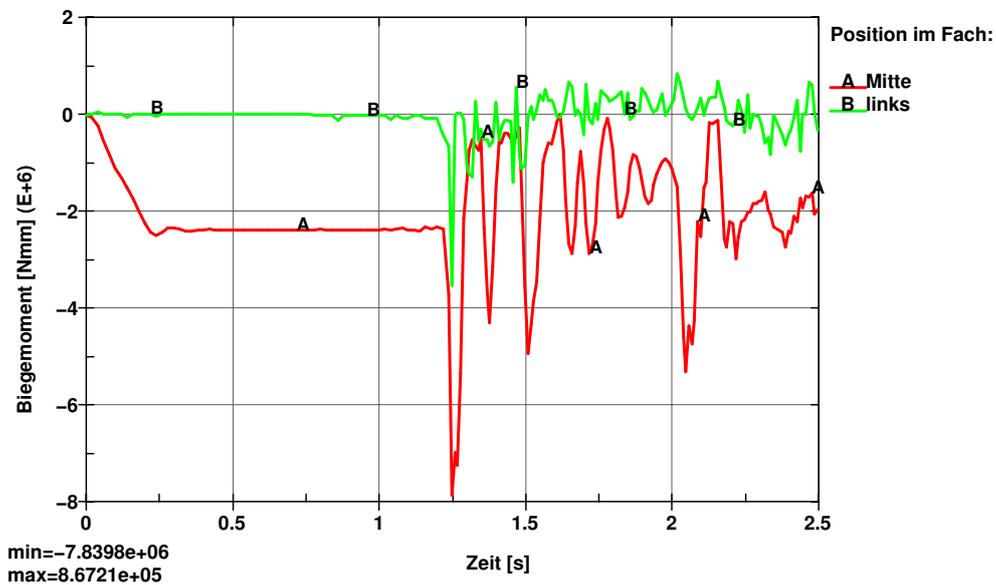


Abb. 6.5: Zeitlicher Verlauf des Biegemoments im Palettenträger

Die Querkraft und das Biegemoment des Palettenträgers wirken als Belastung auf die Regalstütze. Diese Größen können z.B. zur Überprüfung der Schraubverbindung genutzt werden.

Für die Normalkraft in der Stütze lässt sich ein Dynamikbeiwert als Verhältnis von maximal auftretender dynamischer Kraft und statischer Grundlast bilden. Tab. 6.1 zeigt den Dynamikbeiwert für das linke und mittlere Regalfach.

Dynamikbeiwert	Fach: Links	Fach: Mitte
Regalstütze	1,050	1,025

Tab. 6.1: Dynamikbeiwert der Regalstütze beim Absturz einer Ladeinheit

Die Dynamikbeiwerte besagen, dass die durch den Absturz der Ladeinheit entstehende dynamische Belastung der Regalstütze weniger als 5 % der statischen Grundlast beträgt. Die Regalstütze erfährt durch diese Belastung keine bleibende plastische Verformung. Die Gesamtstabilität des Hochregals wird durch den Absturz der Ladeinheit nicht beeinträchtigt.

7 Einflussparameter für die Regalbelastung

Die Ergebnisse des Szenarios *Anfahren der Durchschubsicherung* aus Kapitel 4 wurden auf Grundlage der festen Datenbasis in Tab. 1.1 bestimmt. Diese Festlegung erfolgte gemeinsam mit den Projektpartnern und soll den Regelfall bei der Einlagerung einer Ladeinheit darstellen.

Um Einblicke in die Regalbelastung aufgrund sich ändernder Randbedingungen zu gewinnen, werden in diesem Kapitel vier charakteristische Parameter aus Tab. 1.1 ausgewählt und deren Einfluss bei Variation zwischen festen Grenzen untersucht. Das Ziel der Berechnungen ist die Bestimmung der höchsten Belastung der Regalstützen und der Durchschubsicherung. Mit Kenntnis dieser Größen kann der maßgebende Einflussparameter festgestellt und eine Aussage über die Stabilität des Gesamtsystems getroffen werden. Die Einflussparameter lauten mit den Bereichen ihrer Variation im einzelnen

- Einlagerungsgeschwindigkeit: 0,1 m/s ... **0,65 m/s** (Freistehendes Regal)
- Einlagerungsgeschwindigkeit: 0,1 m/s ... **0,87 m/s** ... 1,5 m/s (Silobauweise)
- Grenzkraft der Rutschkupplung: 2 kN ... **6 kN** ... 8 kN
- Masse der Ladeinheit des Regalbediengerätes: 0,2 to ... **1,0** to ... 1,2 to
- Masse der Ladeinheit des Regals: 0,2 to ... **1,0** (Freistehendes Regal)
- Masse der Ladeinheit des Regals: 0,2 to ... **0,8** (Silobauweise)

Der farbige Wert kennzeichnet den Ausgangswert, der den bisherigen Berechnungen zugrunde gelegt wurde. Bei allen Berechnungen wird immer nur eine Größe variiert. Die restlichen werden in ihrem Ausgangswert gemäß Tab. 1.1 beibehalten. Beide Regale werden für die ungünstigste Stelle im Regal untersucht. Diese sind für das

- Freistehende Regal: Ebene 1
- Regal in Silobauweise: Ebene 1

Es werden die Anfahrpositionen im Regalfach Mitte und links untersucht. Die Durchschubsicherung U100x50x6 wird nicht variiert. Der Vergleich von maximal aufgetretenen Spannungen und plastischen Dehnungen in Durchschubsicherung und Regalstütze soll zeigen, welche Auswirkung der jeweilige Einflussparameter auf die Regalbelastung besitzt.

7.1 Ergebnisse für das freistehende Regal

Den größten Einfluss auf die Regalbelastung besitzt für das freistehende Regal die Geschwindigkeit der Teleskopgabeln. Die Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung erreicht bei 0,3 m/s bereits die Fließgrenze des Materials (siehe Abb. 7.1). Abb. 7.2 zeigt die plastische Dehnung, die näherungsweise linear mit der Geschwindigkeit steigt.

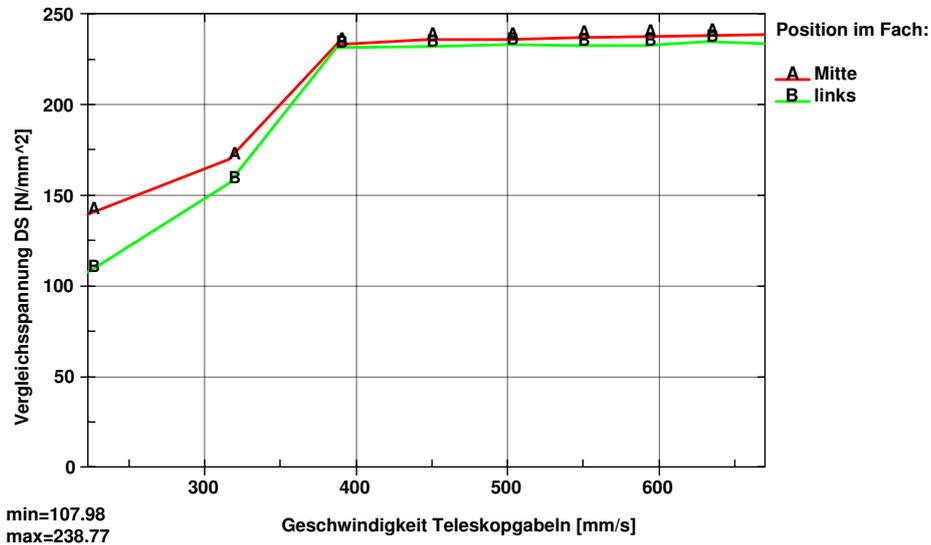


Abb. 7.1: Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln

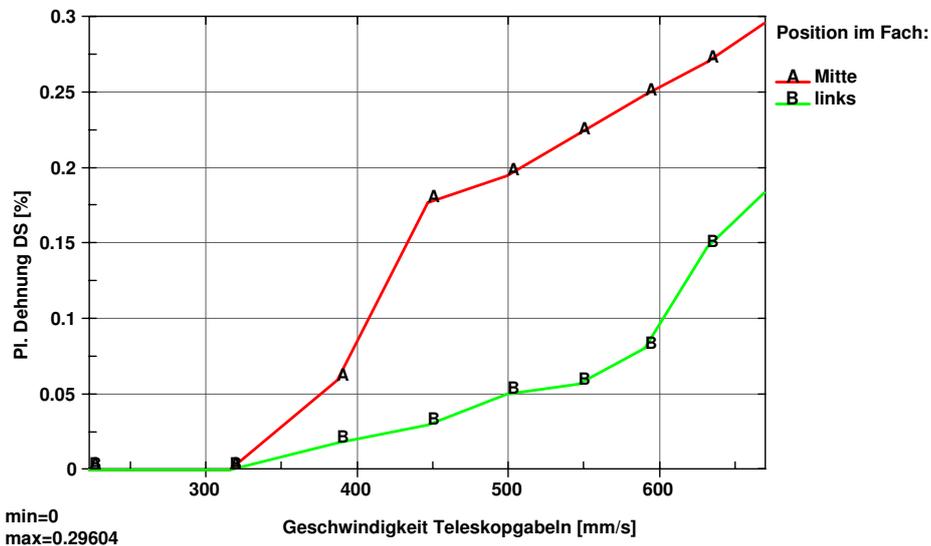


Abb. 7.2: Plastische Dehnung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln

Die Belastung der Regalstütze zeigt Abb. 7.3 und Abb. 7.4. Bei Anfahrpositionen links im Regalfach erreicht die Vergleichsspannung in der Stütze bereits bei geringen Geschwindigkeiten die Fließspannung des Materials. Die plastische Verformung verhält sich näherungsweise linear zur Geschwindigkeit.

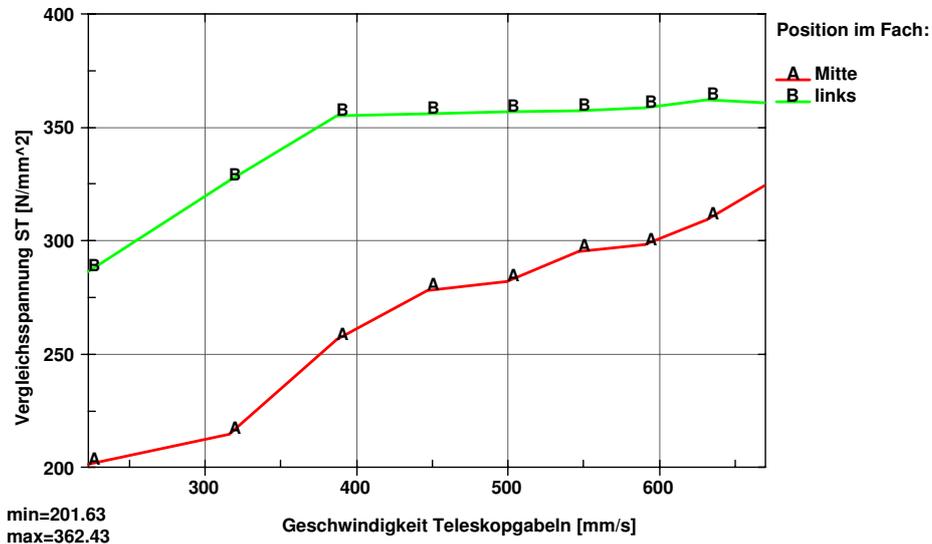


Abb. 7.3: Vergleichsspannung in den Regalstützen, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln

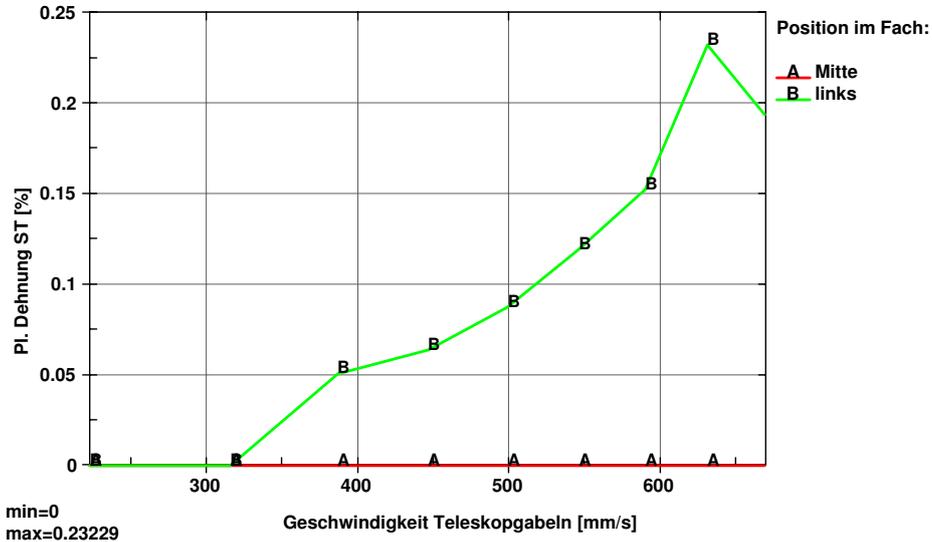


Abb. 7.4: Plastische Dehnung in den Stützen, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln

Abb. 7.5 zeigt die resultierende Summenkontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Regal. Für Anfahrpositionen links im Regalfach steigt sie stärker an als in Fachmitte. Die Kontaktkraft besitzt ein Maximum und kann nicht unbegrenzt ansteigen. Dies ist auf die wachsende plastische Verformung der Regalstützen, Verbindungsbleche und Durchschubsicherung zurückzuführen.

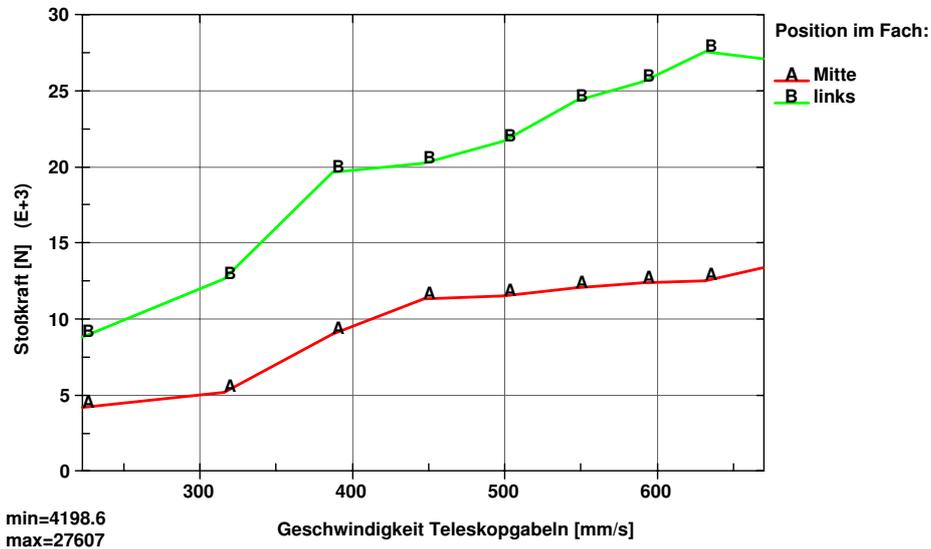


Abb. 7.5: Kontaktkraft zwischen Ladeeinheit im Regal und Durchschubsicherung, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln

Die Ergebnisse der Variation der restlichen Einflussparameter finden sich im Anhang 10.1. Der Übersicht halber wurden sie hier nicht dargestellt.

7.2 Ergebnisse für das Regal in Silobauweise

Ähnlich wie beim freistehenden Regal besitzt auch hier die Geschwindigkeit der Teleskopgabeln den größten Einfluss auf die Regalbelastung. Die Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung erreicht sehr früh die Fließspannung im Material (siehe Abb. 7.6). Die plastische Dehnung steigt für Anfahrpositionen in Fachmitte näherungsweise linear mit der Belastung. Ab einer Geschwindigkeit von $1,2 \text{ m/s}$ steigen die Werte der plastischen Dehnung für Anfahrpositionen links im Fach über die der Anfahrpositionen in der Mitte.

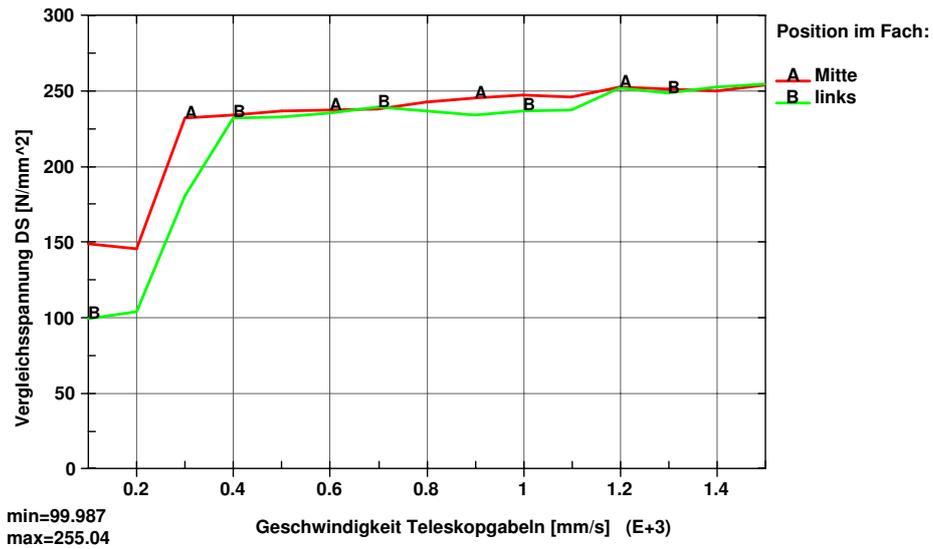


Abb. 7.6: Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln

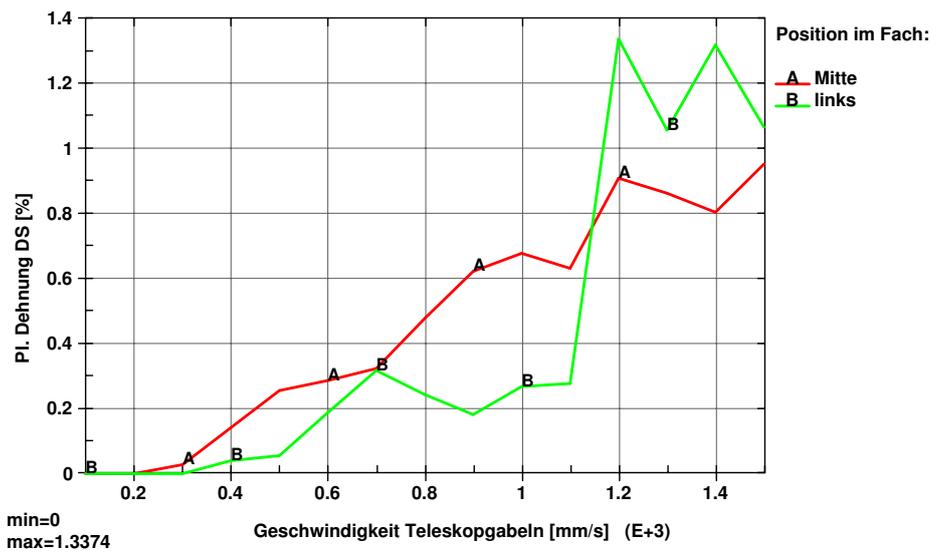


Abb. 7.7: Plastische Dehnung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln

Die Belastung der Regalstütze zeigen Abb. 7.8 und Abb. 7.9. Die Stützen des Regals in Silobauweise weisen keinerlei plastische Verformung auf. Die Vergleichsspannung steigt bereichsweise linear mit der Einlagerungsgeschwindigkeit an.

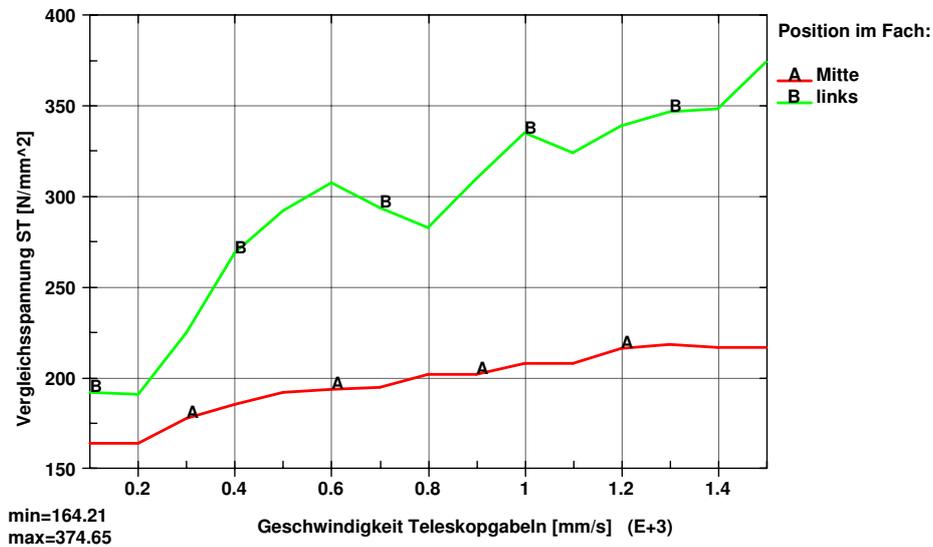


Abb. 7.8: Vergleichsspannung in der Stütze, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln

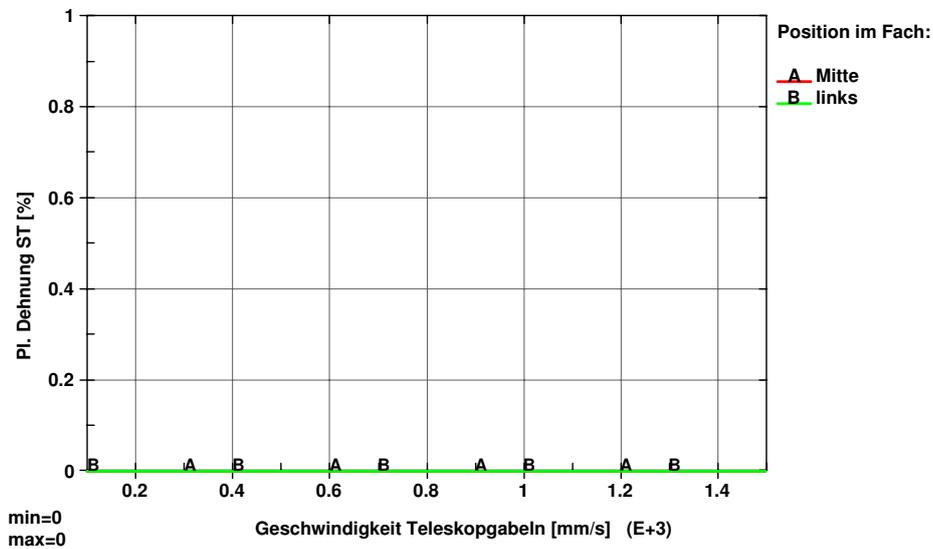


Abb. 7.9: Plastische Dehnung in der Stütze, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln

Abb. 7.10 zeigt die resultierende Summenkontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Regal. Aufgrund der wachsenden plastischen Verformungen der Durchschubsicherung sowie der Verbindungsbleche besitzt die Kontaktkraft ein Maximum und kann nicht unbegrenzt ansteigen.

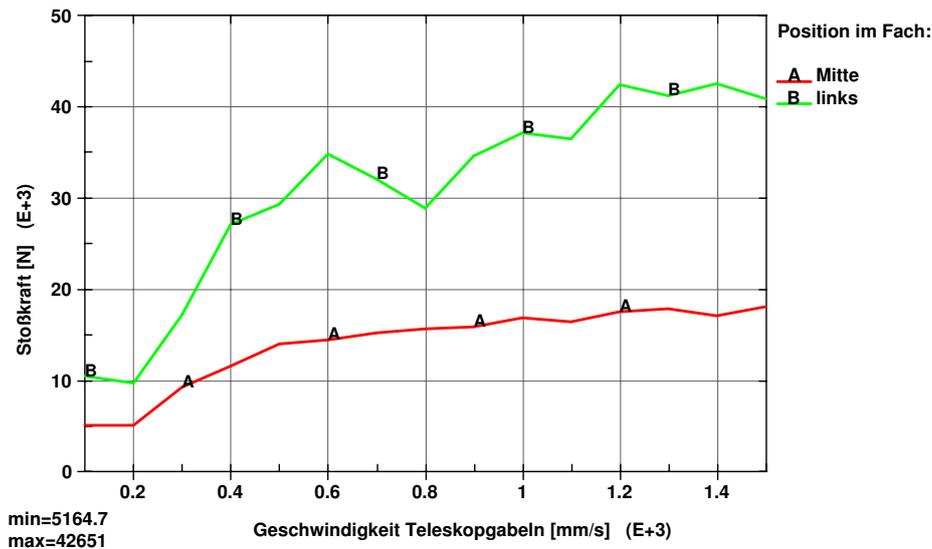


Abb. 7.10: Kontaktkraft zwischen Ladeeinheit im Regal und Durchschubsicherung, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln

Die Ergebnisse der Variation der restlichen Einflussparameter finden sich im Anhang 10.2. Der Übersicht halber wurden sie hier nicht dargestellt.

7.3 Zusammenfassung der Ergebnisse

Die dynamischen Berechnungen des Anfahrens der Durchschubsicherung ergaben, dass der maßgebende Einflussparameter für die Regalbelastung bei beiden Regalbauarten die Geschwindigkeit der Teleskopgabeln ist. Die Durchschubsicherung weist bereits bei Anfahrgeschwindigkeiten von 0,3 m/s plastische Verformungen auf. Beim freistehenden Regal ist die Endgeschwindigkeit der Teleskopgabeln aufgrund der einfachtiefen Lagerung begrenzt. Die Verformung der Durchschubsicherung ist klein genug, um den Absturz der Ladeeinheit zu verhindern. Beim Regal in Silobauweise kann der Absturz der Ladeeinheiten ab einer Geschwindigkeit von 1,1 m/s in keinem Regalfach mehr verhindert werden. Die nach Norm dimensionierte Durchschubsicherung versagt demnach gänzlich bei der Erfüllung ihrer Aufgabe. Die Ursache liegt im pauschalen statischen Lastansatz der Norm zur Beschreibung dynamischer Vorgänge. Es reicht nicht, die Last der Durchschubsicherung allein von der Nutzlast des Regalbediengerätes abhängig zu machen.

In Kapitel 8 dieser Arbeit wird eine Methode vorgestellt, die die Steifigkeit von Regal und Durchschubsicherung sowie die Größe der bewegten Massen, die Rutschkupplung und die Anfahrgeschwindigkeit berücksichtigt.

Bezüglich des Versagens der Regalstützen und der Gesamtstabilität sind die nach Norm ausgelegten Regale ausreichend dimensioniert. Es treten beim freistehenden Regal geringe plastische Verformungen der Stützen auf, die aber die Sicherheit des Regals in keiner Weise gefährden. Ein Knicken von Trägern konnte nicht festgestellt werden. Im Anhang 10.1 und Anhang 10.2 finden sich die Ergebnisse der Variation der restlichen Einflussparameter.

8 Entwicklung eines analytischen Berechnungsmodells zur Abschätzung der Kontaktkraft beim Anfahren der Durchschubsicherung

Das Szenario *Anfahren der Durchschubsicherung* wurde in Kapitel 4 mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente berechenbar. Der Aufwand bei der Modellerstellung, Berechnung und Auswertung der Daten ist zeitaufwändig und sehr hoch. In diesem Kapitel soll deshalb ein einfacher analytischer Zugang zur Bestimmung der maximalen Kontaktkraft zum Zeitpunkt der höchsten Belastung entwickelt werden. Dafür muss in einem ersten Schritt der komplexe Stoßvorgang zwischen den drei Körpern

- Ladeinheit des Regalbediengerätes
- Teleskopgabeln des Regalbediengerätes und
- Ladeinheit im Regal

geeignet vereinfacht werden. Nach dem Stoß wird die Deformation der

- Palettenträger
- Durchschubsicherung sowie
- Regal

bis zum Zeitpunkt der höchsten Belastung durch die Definition bestimmter, fester Zustände sowie die Beschreibung der Zustandsänderung zwischen diesen fest definierten Zuständen betrachtet. Mit Hilfe des Impuls- und Energiesatzes als Bilanzgleichung kann die Kontaktkraft ermittelt werden, die zum Zeitpunkt der höchsten Belastung zwischen der Ladeinheit im Regal und der Durchschubsicherung herrscht.

8.1 Allgemeines zum Stoß fester Körper

Bei einem Stoßvorgang zweier oder mehrerer Körper werden die Geschwindigkeiten dieser innerhalb sehr kurzer Zeit um endliche Werte geändert. Die Stoßdauer hängt dabei maßgeblich von der Größe der plötzlichen Änderung sowie von der Struktur der beteiligten Körper ab. Die Kräfte, die zwischen diesen Körpern entstehen, können dabei sehr hoch werden. Beispielsweise liegt die Stoßdauer bei zwei zusammenstoßenden Billiardkugeln im Bereich

von Millisekunden, bei der Kollision zweier Schiffe von Sekunden. Die an der Stoßstelle der Körper auftretenden äußeren Spannungen sind vielfach so groß, dass sie bleibende Verformungen in einem mehr oder weniger großem Teilbereich der Körper hinterlassen und eine erhebliche Änderung ihrer Struktur zur Folge haben. Stoßwellen laufen in die Körper hinein und induzieren einen elastischen Schwingungszustand einzelner Bauelemente und des Gesamtkörpers.

Die gerade genannten Vorgänge sind sehr komplex und mit den Methoden der Kinetik wenigstens für die einzelnen Bauelemente zu erfassen. Schwierigkeiten ergeben sich, da von vornherein nichts über die Stoßdauer und Stoßkraft bekannt ist. Mit Hilfe von Idealisierungen ist es dennoch möglich, sich einen Überblick über die Vorgänge beim Stoß zu verschaffen.

8.1.1 Die Grundgleichungen des geraden zentralen Stoßes eines starren Körpers

Allgemein kann die translatorische Bewegung eines verformbaren Körpers durch den Impulssatz

$$\vec{I}(t) = \int_m \vec{v} dm = \int_V \rho \vec{v} dV \quad (8.1)$$

beschrieben werden. Für die äusseren Lasten gilt die integrale Form

$$\vec{F}^a(t) = \int_A \vec{\sigma}_n dA + \int_V \vec{f}_V dV \quad (8.2)$$

mit $\vec{\sigma}_n$ als Vektor der äusseren Spannungen und \vec{f}_V als Vektor der Volumenlast. Das 1. Axiom der Mechanik besagt nun, dass die zeitliche Änderung des Impulses (8.1) gleich der äusseren, am Körper wirkenden Kräfte (8.2) ist

$$\dot{\vec{I}}(t) = \vec{F}^a(t) \quad (8.3)$$

Die infolge des Stoßvorganges auf einen Körper wirkenden Spannungen werden unabhängig von den äusseren Kräften $\vec{F}^a(t)$ zu einer einzigen integralen Stoßkraft $\vec{F}_s^a(t)$ zusammengefasst. Durch Integration von (8.3) über das Zeitintervall von $t = 0$ des Stoßbeginns bis $t = \tau$ des Stoßendes folgt

$$\int_{t=0}^{\tau} \left[\vec{F}^a(t) + \vec{F}_s^a(t) \right] dt = \vec{I}(\tau) - \vec{I}(0) = \Delta \vec{I} \quad (8.4)$$

Gleichung (8.4) gilt allgemein für jeden beliebigen Körper. Eine genaue Auswertung ist jedoch schwierig und im Rahmen dieser Arbeit nicht nötig. Im weiteren sollen vereinfachte Stoßmodelle betrachtet werden, die eine ausreichende Beschreibung der zu untersuchenden Sachverhalte dieses Kapitels zulassen. Die folgenden Annahmen über den idealisierten Stoßvorgang führen auf Gleichungen des *quasi-starren* Körpers.

Der ideale Stoßvorgang sei dadurch gekennzeichnet, dass

- der Körper seine Lage und Konfiguration während der Stoßdauer τ nicht verändert, so dass auch die Änderungen der Geometrie des Körpers durch den Deformationszustand nicht in die Rechnung eingehen

- die Stoßdauer $\tau \rightarrow 0$ geht und dabei das Integral $\lim_{\tau \rightarrow 0} \int_{t=0}^{\tau} \vec{F}_s^a(t) dt$ endlich ist.

Wendet man den Grenzübergang $\tau \rightarrow 0$ auf (8.4) an, so entfällt bei fehlenden äusseren Kräften das erste Integral der linken Seite. Es folgt damit

$$\vec{S} := \lim_{\tau \rightarrow 0} \int_{t=0}^{\tau} \vec{F}_s^a(t) dt \quad (8.5)$$

Das Zeitintegral (8.5) über die Stoßkraft $\vec{F}_s^a(t)$ wird als Stoß bezeichnet. Die Komponenten des Vektors \vec{S} haben die Dimension $\frac{\text{kgm}}{\text{s}}$. Die Impulsänderung eines Körpers während des gesamten Stoßvorgangs

$$\Delta \vec{I} = \vec{I}(\tau) - \vec{I}(0) = \vec{S} \quad (8.6)$$

ist gleich dem Stoß \vec{S} . Wird der Impuls eines beliebigen Körpers durch die Geschwindigkeit v_M des Massenmittelpunktes gemäß $\vec{I} = m\vec{v}_M$ ausgedrückt und ist

- \vec{v}_M die Geschwindigkeit vor dem Stoß zur Zeit $t = 0$
- \vec{c}_M die Geschwindigkeit vor dem Stoß zur Zeit $t = \tau$

d.h.

$$\vec{I}(0) = m\vec{v}_M \quad \text{und} \quad \vec{I}(\tau) = m\vec{c}_M \quad (8.7)$$

dann geht (8.6) über in

$$m(\vec{c}_M - \vec{v}_M) = \vec{S} \quad (8.8)$$

Abb. (8.1) soll Ergebnis (8.7) und (8.8) verdeutlichen. Sie zeigt einen Körper der Masse m und der Anfangsgeschwindigkeit \vec{v}_M . Durch den Stoß \vec{S} erfährt er eine Geschwindigkeitsänderung um \vec{S}/m . Die resultierende Geschwindigkeit nach dem Stoß beträgt \vec{c}_M .

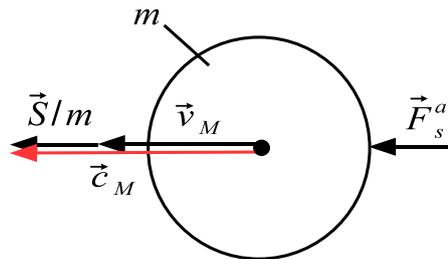


Abb. 8.1: Gerader zentraler Stoß eines Körpers

Die qualitativen Verhältnisse beim Stoßvorgang kann man sich auch durch eine Bilanz der Energien verschaffen. Zum Zeitpunkt vor dem Stoß besitzt der Körper die kinetische Energie

$$E_0 = \frac{1}{2} \int |\vec{v}_M|^2 dm \quad (8.9)$$

und nach dem Stoß

$$E_\tau = \frac{1}{2} \int |\vec{c}_M|^2 dm \quad (8.10)$$

Dabei lässt sich die Verlustenergie

$$E_V = E_\tau - E_0 \quad (8.11)$$

als Maß für die dissipative Arbeit definieren.

8.1.2 Die Grundgleichungen des geraden zentralen Stoßes zwischen zwei festen Körpern

Abb. 8.2 zeigt den geraden zentralen Stoß zweier Körper. Die beiden Massen m_1 und m_2 bewegen sich längs der Normalen-Achse \vec{e}_n mit den Geschwindigkeiten v_1 und v_2 . Falls $v_1 > v_2$ ist, stoßen beide Körper zum Zeitpunkt $t = 0$ gerade und zentral zusammen.

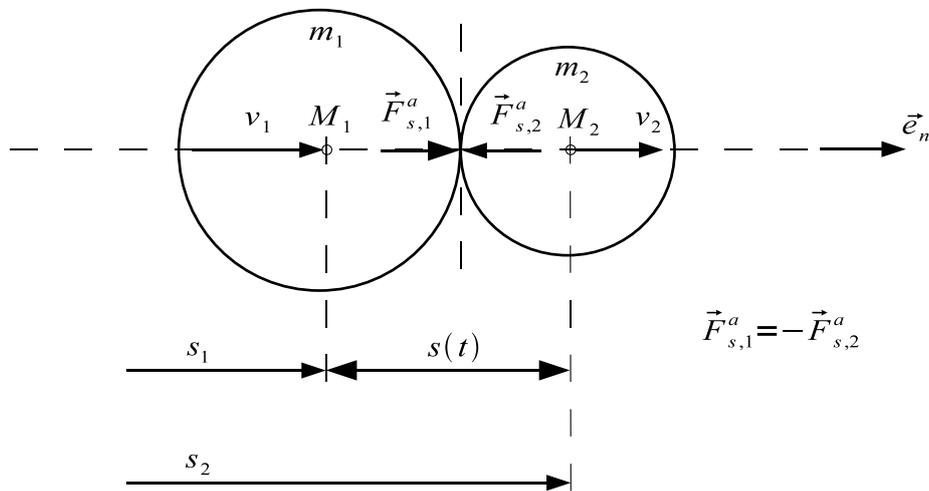


Abb. 8.2: Gerader zentraler Stoß zweier Körper

Während der Zeit $0 < t < \tau$, sind die Körper miteinander in Kontakt, so dass nach (8.6) und (8.7) und dem Fehlen der äusseren Kräfte gilt

$$\vec{I}(\tau) - \vec{I}(0) = m_1(\vec{c}_1 - \vec{v}_1) + m_2(\vec{c}_2 - \vec{v}_2) = \vec{0} \quad (8.12)$$

Die Erhaltung des Gesamtimpulses in Richtung des Normalenvektors \vec{e}_n lautet somit

$$m_1 \vec{v}_1 + m_2 \vec{v}_2 = m_1 \vec{c}_1 + m_2 \vec{c}_2 \quad (8.13)$$

v_i und c_i sind dabei die Geschwindigkeiten der Massenmittelpunkte vor bzw. nach dem Stoß. Die Indizes M werden hier und im folgenden fortgelassen. Zur Ermittlung der c_i steht nur eine Gleichung zur Verfügung. Die Anwendung von (8.8) auf jeden Einzelkörper würde unter der Berücksichtigung von $\vec{F}_{s,1}^a = -\vec{F}_{s,2}^a$ bzw. $\vec{S}_1 = -\vec{S}_2$ wieder zum selben Ergebnis (8.13) führen. Deshalb wird die Quasi-Starrheit aufgegeben und eine Geometrieänderung

infolge eines Deformationszustandes zugelassen. Während des Stoßvorganges wird sich der anfängliche Abstand der Massenmittelpunkte (siehe Abb. 8.2)

$$s(0) = s_2(0) - s_1(0) \quad (8.14)$$

verkleinern und am Ende des Stoßes zur Zeit $t = \tau$ je nach Beschaffenheit der Körper mehr oder weniger das anfängliche Maß annehmen. Es gibt demnach eine bestimmte Zeit t' mit $0 < t' < \tau$, für die $s(t')$ ein Minimum wird und die Massenmittelpunkte M_1 und M_2 dieselbe Geschwindigkeit

$$\dot{s}_1(t') = \dot{s}_2(t') = u \quad (8.15)$$

besitzen. Diese gemeinsame Geschwindigkeit am Ende der sog. Kompressionsphase zur Zeit t' (siehe Abb. 8.3) kann man getrennt ermitteln, wenn man (8.5) für jeden Körper ansetzt.

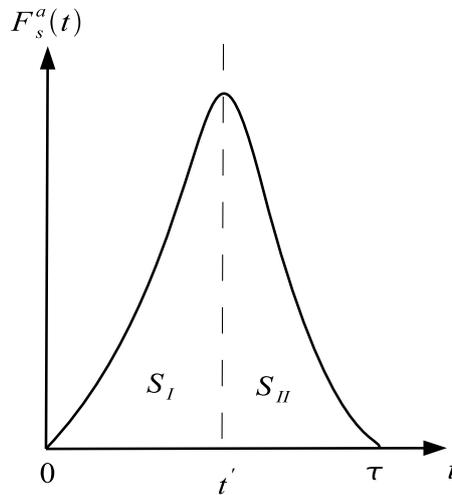


Abb. 8.3: Zeitlicher Verlauf der Stoßkraft $F_s^a(t)$ während der Kompressionsphase (I) und der Restitutionsphase (II)

Für Körper 1 folgt nach (8.5)

$$\vec{S}_{I,1} = \lim_{t' \rightarrow 0} \int_{t=0}^{t'} \vec{F}_{s,1}^a(t) dt = m_1(u - v_1)\vec{e}_n \quad (8.16)$$

und für Körper 2 wegen $\vec{F}_{s,1}^a = -\vec{F}_{s,2}^a$

$$\vec{S}_{I,2} = \lim_{t' \rightarrow 0} \int_{t=0}^{t'} \vec{F}_{s,2}^a(t) dt = m_2(u - v_2)\vec{e}_n = -\vec{S}_{I,1} = m_1(v_1 - u)\vec{e}_n \quad (8.17)$$

und daraus die gemeinsame Geschwindigkeit der Massenmittelpunkte am Ende t' der Kompressionszeit

$$u = \frac{m_1 v_1 + m_2 v_2}{m_1 + m_2} \quad (8.18)$$

Die gleiche Rechnung für die Ausdehnungs- oder Restitutionsphase ($t' < t < \tau$), liefert mit

$$\vec{S}_{II,2} = m_2(c_2 - u)\vec{e}_n = -\vec{S}_{II,1} = m_1(u - c_1)\vec{e}_n \quad (8.19)$$

das Ergebnis

$$u = \frac{m_1c_1 + m_2c_2}{m_1 + m_2} \quad (8.20)$$

Dies ist keine zusätzliche Gleichung, da Gleichsetzen von (8.20) mit (8.18) wieder (8.13) ergibt. Die fehlende Gleichung liefert die Betrachtung der Differenz der kinetischen Energien während der Kompressionszeit

$$\Delta E = E(t') - E(0) = \frac{m_1 + m_2}{2}u^2 - \frac{1}{2}(m_1v_1^2 + m_2v_2^2) \quad (8.21)$$

bzw. nach Beachtung von (8.18)

$$\Delta E = -\frac{1}{2} \frac{m_1m_2}{m_1 + m_2} (v_1 - v_2)^2 \quad (8.22)$$

ΔE stellt eine Abnahme der kinetischen Energie während der ersten Stoßperiode $0 < t < t'$ dar. Diese Energieabnahme entspricht der bei der Deformation geleisteten Arbeit der Spannungen in beiden Körpern. Der Verlust der kinetischen Energie kann je nach Beschaffenheit der am Stoß beteiligten Körper während der Restitutionsphase wieder in Bewegungsenergie umgesetzt werden. Hierbei sind die beiden Grenzfälle des

- ideal elastischen Stoßes
- ideal plastischen Stoßes

zu unterscheiden.

Der ideal elastische gerade zentrale Stoß zwischen zwei festen Körpern

Der ideal elastische Stoß ist dadurch gekennzeichnet, dass die gesamte kinetische Energie (8.22) in Bewegungsenergie der beiden Körper umgesetzt wird. Über die gesamte Stoßzeit τ geht keine kinetische Energie verloren

$$E(0) = \frac{m_1v_1^2}{2} + \frac{m_2v_2^2}{2} = \frac{m_1c_1^2}{2} + \frac{m_2c_2^2}{2} = E(\tau) \quad (8.23)$$

Aus (8.23) folgt weiter

$$m_1(v_1^2 - c_1^2) = m_2(c_2^2 - v_2^2) \quad (8.24)$$

und zusammen mit (8.13) in der Form

$$m_1(v_1 - c_1) = m_2(c_2 - v_2) \quad (8.25)$$

führt eine Division von (8.24) und (8.25) auf die Gleichung

$$v_1 - v_2 = c_2 - c_1 > 0 \quad (8.26)$$

Die Relativgeschwindigkeiten der beiden Körper werden durch den vollkommen elastischen Stoß nicht geändert.

Als Beispiel sei der gerade zentrale Stoß zweier Billardkugeln genannt. Für sie trifft nach der Erfahrung der Fall des ideal elastischen Stoßes sehr gut zu. Stößt ein Billardball mit $v_1 > 0$ gerade auf einen ruhenden Ball gleicher Masse, dann gilt mit $v_2 > 0$ nach (8.26)

$$v_1 = c_2 - c_1 > 0 \quad (8.27)$$

und andererseits nach (8.13)

$$v_1 = c_1 + c_2 \quad (8.28)$$

Die Subtraktion der Gleichungen (8.27) und (8.28) führt auf $c_1 = 0$. Der erste Ball bleibt somit stehen und teilt dem zweiten, ruhenden seine gesamte Bewegungsenergie mit. Dieser bewegt sich dann mit $c_2 = v_1$ weiter. Stoßen beide Bälle mit gleicher Geschwindigkeit $v_2 = -v_1$ aufeinander, dann bewegen sie sich wegen $2v_1 = c_2 - c_1$ und $0 = c_1 + c_2$ nach dem Stoß mit gleichen, aber entgegengesetzten Geschwindigkeiten $c_1 = -v_1$ und $c_2 = -v_2$ weiter.

Der ideal plastische gerade zentrale Stoß zwischen zwei festen Körpern

Beim ideal plastischen Stoß wird die gesamte Energie (8.22) zur Verformung der beiden Körper verwendet. Sie verbleiben nach dem Stoß als ein gemeinsamer Körper der Masse

$$m_{ges} = m_1 + m_2 \quad (8.29)$$

und der gemeinsamen Geschwindigkeit

$$u = \frac{m_1 v_1 + m_2 v_2}{m_1 + m_2}$$

aus (8.18).

Der teilelastische gerade zentrale Stoß zwischen zwei festen Körpern

Bei einem allgemeinen Stoßvorgang wird die kinetische Energie (8.22) teilweise in Bewegungsenergie und teilweise in Verformung der beiden Körper gewandelt. Um teilelastische Stöße behandeln zu können, führt man das Verhältnis der Relativgeschwindigkeiten $c_2 - c_1 > 0$ nach und vor dem geraden zentralen Stoß zwischen den beiden Körpern ein

$$\varepsilon = \frac{c_2 - c_1}{v_1 - v_2} \quad (8.30)$$

Der Parameter ε kann die Werte $0 < \varepsilon < 1$ annehmen. Die Größe von ε hängt von den materiellen Eigenschaften der beiden Stoßpartner ab. Sie kann für kompakte Körper in einem Fallexperiment ermittelt werden (siehe z.B. [Hau-83], S.89). Mit (8.30) kann man die Geschwindigkeiten nach dem Stoß berechnen. Setzt man aus (8.30)

$$c_2 = c_1 + \varepsilon(v_1 - v_2) \quad (8.31)$$

in Gleichung (8.13) ein, so folgt für die Relativgeschwindigkeiten der Körper nach dem Stoß

$$c_1 = \frac{(m_1 - \varepsilon m_2)v_1 + (1 + \varepsilon)m_2v_2}{m_1 + m_2} \quad (8.32)$$

bzw.

$$c_2 = \frac{(m_2 - \varepsilon m_1)v_2 + (1 + \varepsilon)m_1v_1}{m_1 + m_2} \quad (8.33)$$

Der gesamte positiv gerechnete Energieverlust beim teilelastischen Stoß wird durch

$$E_V = E(0) - E(\tau) = \frac{1}{2}(m_1v_1^2 + m_2v_2^2 - m_1c_1^2 - m_2c_2^2) \quad (8.34)$$

beschrieben und errechnet sich mit (8.32) und (8.34) zu

$$E_V = \frac{1}{2}(1 - \varepsilon^2) \frac{m_1m_2}{m_1 + m_2} (v_1 - v_2)^2 \quad (8.35)$$

Die beiden Grenzfälle des vollkommen elastischen und vollkommen plastischen Stoßes sind durch die Werte von $\varepsilon = 0$ und $\varepsilon = 1$ zu erreichen.

8.2 Allgemeines zum Arbeits- und Energiesatz

In Abschnitt 8.1 wurden kurz die Grundlagen zur Beschreibung von Stößen fester Körper dargestellt. Für die Berechnung der Kontaktkraft benötigt man noch eine Bilanzgleichung, um verschiedene Zustände der Deformation des Regals zahlenmäßig zu erfassen. In diese Bilanzgleichung sollen folgende Größen Eingang finden können:

- Kinetische Größen wie die Grenzkraft der Rutschkupplung oder die Reibkraft zwischen Ladeeinheit und Palettenträgern
- Kinematische Größen wie die Geschwindigkeit von Körpern bzw. mögliche, geometrisch vorgegebene Verschiebungswege der Ladeeinheit auf den Palettenträgern

Geeignet für diese Aufgabe ist der Arbeits- bzw. Energiesatz. In seiner integralen Form lautet er für einen starren Körper

$$\Delta E = \int_{\vec{x}_1}^{\vec{x}_2} \vec{F}^T(\vec{u}) \cdot d\vec{u} = \int_{t_1}^{t_2} \vec{F}^T(t) \cdot \vec{v}(t) dt = \frac{1}{2}m(\vec{v}_2^T \cdot \vec{v}_2 - \vec{v}_1^T \cdot \vec{v}_1) \quad (8.36)$$

Die Arbeit einer Kraft \vec{F} entlang des Weges $\vec{u} = \vec{x}_2 - \vec{x}_1$ wird durch (8.36) ausgedrückt. Die Integrale unterscheiden sich durch den Integranden sowie die Integrationsgrenzen. Zum einen wird die Integration zwischen den Orten \vec{x}_1 und \vec{x}_2 vorgenommen, zum anderen zwischen zwei Zeitpunkten t_1 und t_2 . Zur Auswertung der Integrale benötigt man die Kraft \vec{F} einmal als Funktion des Ortes bzw. als Funktion der Zeit. Der letzte Term in (8.36) erfolgt durch Ersetzen von $\vec{F} = m\vec{v}$ und geeignete Umformung (siehe [Red-07] oder [Gum-94]). Er besagt, dass die Arbeit, die eine Kraft verrichtet, einer Erhöhung der kinetischen Energie entspricht.

Mit Gleichung (8.36) steht nun eine Bilanzgleichung zur Verfügung, die je nach den gegebenen kinematischen und kinetischen Größen eine Bilanzierung der Energie zulässt.

Beispiel: Feder- Masse System unter Eigengewicht und teilelastischem Stoß

Eine Feder sei im Schwerfeld der Erde durch die Masse m_1 belastet. Der unbelastete Ausgangszustand wird durch die Koordinate x_0 beschrieben. Nach Aufbringung der äusseren Kraft $F_g = mg$ wird die Feder um die Distanz $u_1 = x_1 - x_0$ zusammengedrückt. Nachdem dieser Zustand des Gleichgewichts erreicht ist, stößt eine zweite Masse m_2 gerade und zentral auf m_1 . Der Stoß sei teilelastisch und wird durch die Stoßzahl $\varepsilon = 0,3$ repräsentiert. Kurz vor dem Stoß besitzt die Masse m_2 die Geschwindigkeit $v_2(0) = v_{2,0} > 0$ und zum Zeitpunkt der höchsten Belastung $v_2(t') = 0$. Die Masse m_1 wird aus der Ruhe heraus beschleunigt und besitzt zum Zeitpunkt der höchsten Belastung ebenso die Geschwindigkeit $v_1(t') = v_2(t') = 0$. Es stellt sich die Frage, wie die äusseren und inneren Kräfte die im System vorhandene Energie beeinflussen, welche Anteile sie besitzen und welche Deformationswege daraus errechnet werden können.

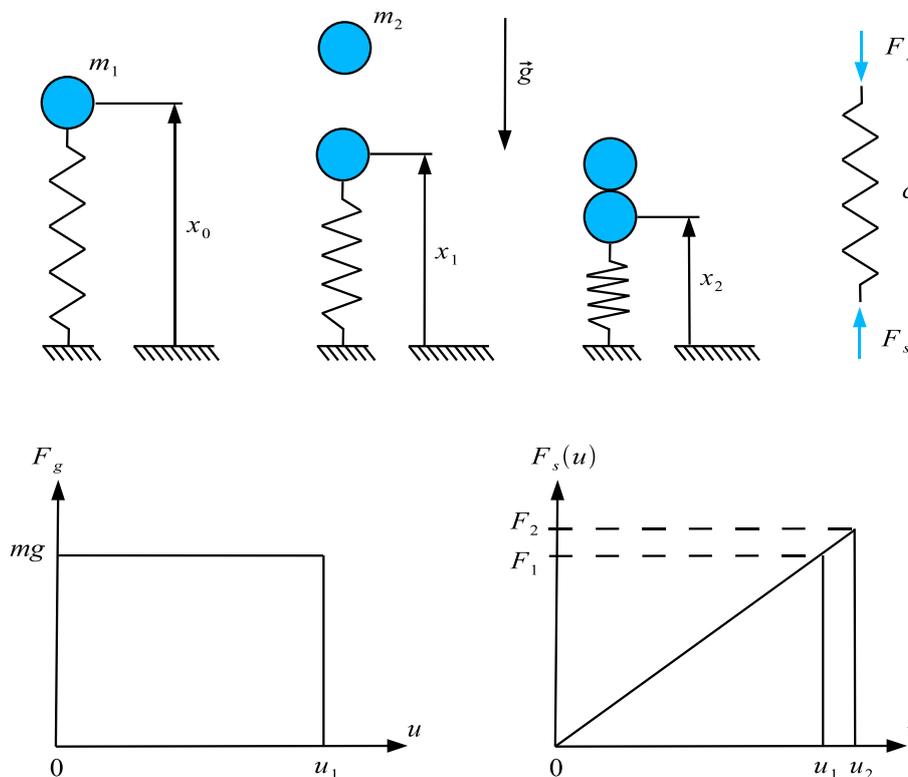


Abb. 8.4: Deformation der Feder durch die Gewichtskraft der Masse m_1 und anschließendem Stoß durch die Masse m_2

Die äussere Kraft $F_g = mg$ ist unabhängig von der Deformation der Feder. Ihre Arbeit beträgt

$$\Delta E_{F_g}^a = -F_g \cdot (x_0 - x_1) = -mg \cdot u_1 \quad (8.37)$$

Durch die Belastung senkt sich die Masse m_1 auf ihre Position x_1 und verbleibt dort in Ruhe. Der Stoßvorgang ist ebenfalls eine äussere Belastung und nicht frei von Verlusten. Die kinetische Energie der Masse m_2 wird durch den Stoß der beiden Körper um (8.35) gemindert

$$\Delta E_{Stoss}^a = - \left(\frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot v_2^2 - \Delta E_V \right) \quad (8.38)$$

Dadurch dass die Masse m_1 vor dem Stoß in Ruhe war ($v_1 = 0$), vereinfacht sich Gleichung (8.38) zu

$$\Delta E_{Stoss}^a = - \frac{1}{2} \left[m_2 - (1 - \varepsilon^2) \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \right] \cdot (v_{2,0})^2 \quad (8.39)$$

Die Arbeit der äusseren Kräfte beträgt somit in Summe

$$\Delta E^a = \Delta E_{F_g}^a + \Delta E_{Stoss}^a \quad (8.40)$$

Sie muss von der Feder mit der Federkraft $F_s = c \cdot u$ als innere Energie aufgenommen werden

$$\Delta E^i = \Delta E_{F_g}^i + \Delta E_{Stoss}^i \quad (8.41)$$

Die innere Energie aufgrund der Arbeit der Gewichtskraft muss durch Integration von

$$\Delta E_{F_g}^i = \int_0^{u_1} F_s(u) \cdot du = \int_0^{u_1} c \cdot u du = \frac{1}{2} \cdot c \cdot u_1^2 \quad (8.42)$$

berechnet werden. Ausgehend von der verformten Lage x_1 wird der noch unbekannte Verformungsweg $u_2 = x_1 - x_2$ zunächst zu

$$\Delta E_{Stoss}^i = \int_{u_1}^{u_2} F_s(u) \cdot du = \int_{u_1}^{u_2} c \cdot u du = \frac{1}{2} \cdot c \cdot (u_2^2 - u_1^2) \quad (8.43)$$

bestimmt. Aus dem Postulat, dass die Arbeit der inneren Kräfte gleich der Arbeit der äusseren Kräfte sein muss ($\Delta E^i = -\Delta E^a$), ergibt sich eine Gleichung zur Bestimmung des Deformationsweges u_2

$$\frac{1}{2} \cdot c \cdot u_1^2 + \frac{1}{2} \cdot c \cdot (u_2^2 - u_1^2) = mg \cdot u_1 + \frac{1}{2} \left[m_2 - (1 - \varepsilon^2) \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \right] \cdot (v_{2,0})^2 \quad (8.44)$$

Auflösen von (8.44) nach u_2 liefert die gesuchte Größe

$$u_2 = \sqrt{\frac{2mg \cdot u_1 + \left[m_2 - (1 - \varepsilon^2) \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \right] \cdot (v_{2,0})^2}{c}} \quad (8.45)$$

Mit Hilfe des Arbeitssatzes (8.36) können verschiedene Systemzustände zahlenmäßig erfasst werden. In diese Gleichung finden gleichermaßen kinematische und kinetische Größen Eingang. Zusammen mit dem Postulat, dass die Arbeit der inneren Kräfte gleich der Arbeit der äusseren Kräfte sein muss, lässt sich in einfacher Weise ein Zusammenhang zwischen der äusseren und inneren Belastung eines Bauteils herstellen. Dieser kann zur Berechnung von Verformungswegen oder Kräften genutzt werden. In Abschnitt 8.5 wird davon Gebrauch gemacht.

8.3 Statische Kenngrößen des Regals und des Regalbediengerätes

Der Stahlbau eines Hochregallagers besitzt eine komplexe, fachwerkartige Struktur (siehe Abb. 8.5). Die Führung der diagonalen Aussteifungen zwischen den Stützen sowie die horizontal bei jedem Mastschuss auftretenden Verbindungen schaffen lokale Steifigkeitsverhältnisse, die sehr schwer durch Zuhilfenahme analytischer Hilfsmittel erfasst werden können.

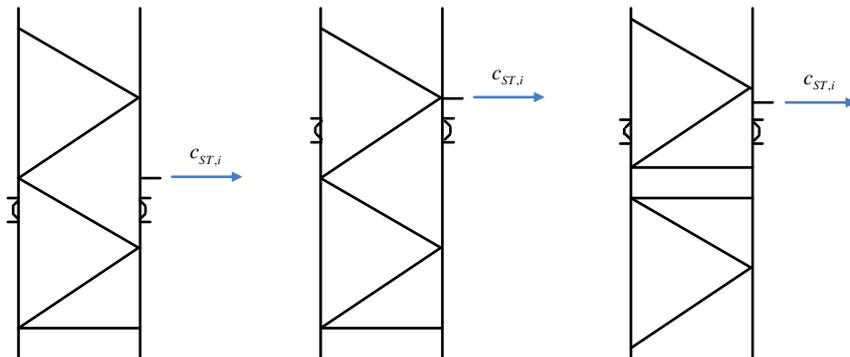


Abb. 8.5: Variierende Steifigkeitsverhältnisse in den unterschiedlichen Ebenen des Regals

Um die lokalen Steifigkeitsverhältnisse des Regals in einer bestimmten Regalebene zu erfassen, werden durch einfache statische Finite Elemente Analysen Ersatzfedersteifigkeiten an den Anlenkpunkten von Durchschubsicherung zu Regal bestimmt. Die Berechnung erfolgt im Finite Elemente Gesamtmodell des Regals. In gleicher Weise werden für das Regalbediengerät sowie die Kontaktstelle zwischen Ladeeinheit im Regal und Palettenträger Ersatzfedersteifigkeiten bestimmt, die im analytischen Stoßmodell das Regal und das Regalbediengerät repräsentieren (siehe Abb. 8.6).

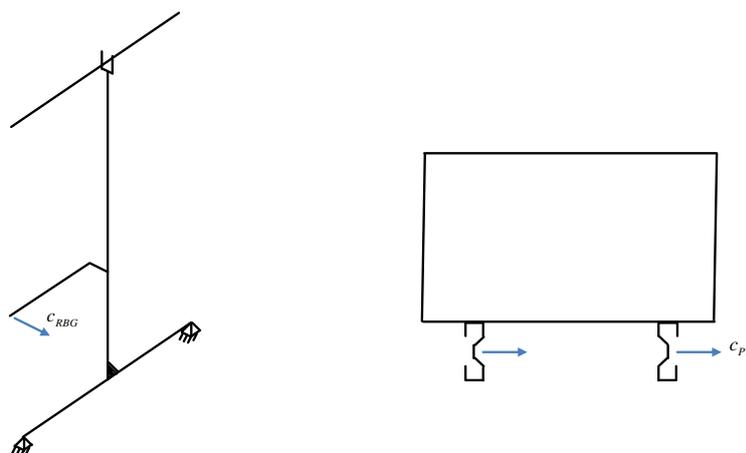


Abb. 8.6: Variierende Steifigkeitsverhältnisse in den unterschiedlichen Ebenen des Regals

Einen Überblick über die Ersatzfedersteifigkeiten des analytischen Berechnungsmodells gibt Tab. 8.1. In Abschnitt 8.4 verknüpft ein analytisches Balkenmodell die Regalsteifigkeiten mit der Durchschubsicherung und ergibt eine Steifigkeit c_{DS} des Gesamtsystems an der Anfahrposition der Ladeeinheit im Regalfach.

c_{RBG}	Steifigkeit des Regalbediengerätes in Einlagerungsrichtung in der Höhe des Einlagerungsfachs. In diesen Wert geht aufgrund des zum Mastschwerpunkt versetzten Hubwagens neben der Biegesteifigkeit auch die Torsionssteifigkeit des Mastes ein
c_{PT}	Gesamtsteifigkeit beider Palettenträger in Einlagerungsrichtung an der Kontaktfläche von Palettenträger und Ladeeinheit
$c_{ST,i}$	Steifigkeiten des Regals in Einlagerungsrichtung am jeweiligen Befestigungspunkt der Durchschubsicherung
c_{DS}	Steifigkeit der Durchschubsicherung an der Anfahrposition der Ladeeinheit

Tab. 8.1: Ersatzfedersteifigkeiten für das analytische Berechnungsmodell

8.4 Bestimmung der Steifigkeit der Durchschubsicherung an der Anfahrposition der Ladeeinheit für einen elastisch gelagerten Mehrfeldträger

In die analytische Berechnung des Stoßvorgangs geht die Steifigkeit c_{DS} der Durchschubsicherung an der Anfahrposition der Ladeeinheit ein. Das vereinfachte Ersatzmodell stellt die flächig verteilte Kontaktkraft zwischen Ladeeinheit und Durchschubsicherung als resultierende Summenkontaktkraft dar.

Bei der Anfahrposition in Fachmitte befindet sich aus Gründen der Symmetrie der Angriffspunkt der resultierenden Summenkontaktkraft in der Mitte der Ladeeinheit (siehe Abb. 8.7).

Bei außermittigen Anfahrpositionen verlagert sich aufgrund der zum Fachrand hin zunehmenden Steifigkeit der Durchschubsicherung der Lastangriffspunkt von der Mitte der Ladeeinheit in Richtung der Regalstütze. Die Auswertung der Stoßkräfte der bisher durchgeführten Berechnungen und der Messungen ergab, dass sich der Angriffspunkt der resultierenden Summenkontaktkraft in guter Näherung $1/8$ vom äusseren Rand der Ladeeinheit befindet (siehe Abb. 8.8).

Die Steifigkeit der Durchschubsicherung c_{DS} am Angriffspunkt der resultierenden Summenkontaktkraft ergibt sich aus der Steifigkeit der Durchschubsicherung selbst und den Steifigkeiten $c_{ST,i}$ der Regalstützen an den Befestigungspunkten der Durchschubsicherung (siehe Abb. 8.7 und Abb. 8.8). Bei den untersuchten Regalen erstreckt sich ein Profil der Durchschubsicherung über drei Regalfächer. Das mechanische Ersatzmodell ist somit ein

8.4 Bestimmung der Steifigkeit der Durchschubsicherung an der Anfahrposition der Ladeeinheit für einen elastisch gelagerten Mehrfeldträger

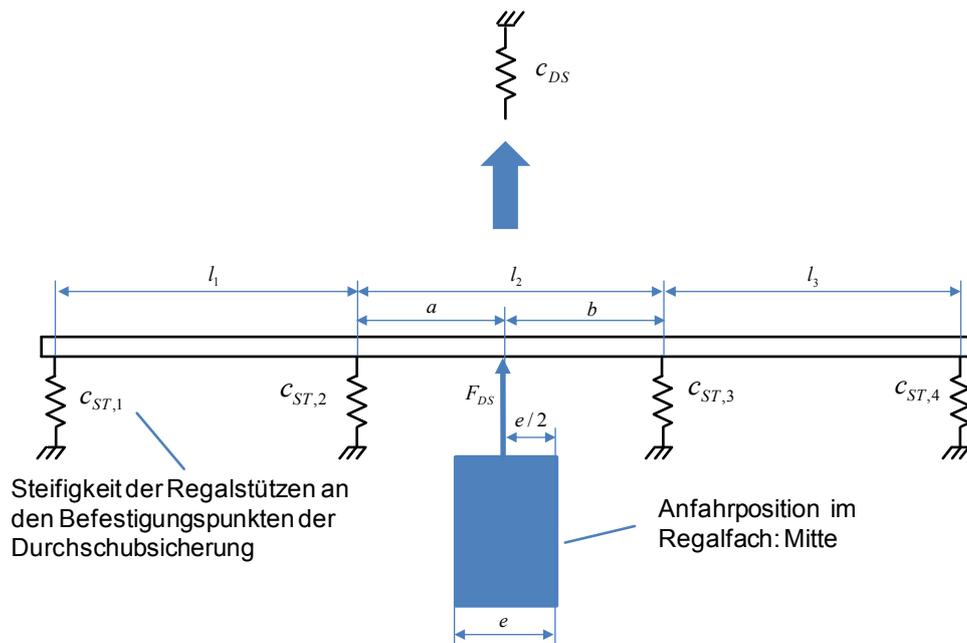


Abb. 8.7: Mechanisches Ersatzsystem für die Durchschubsicherung; Anfahrvorgang in Fachmitte

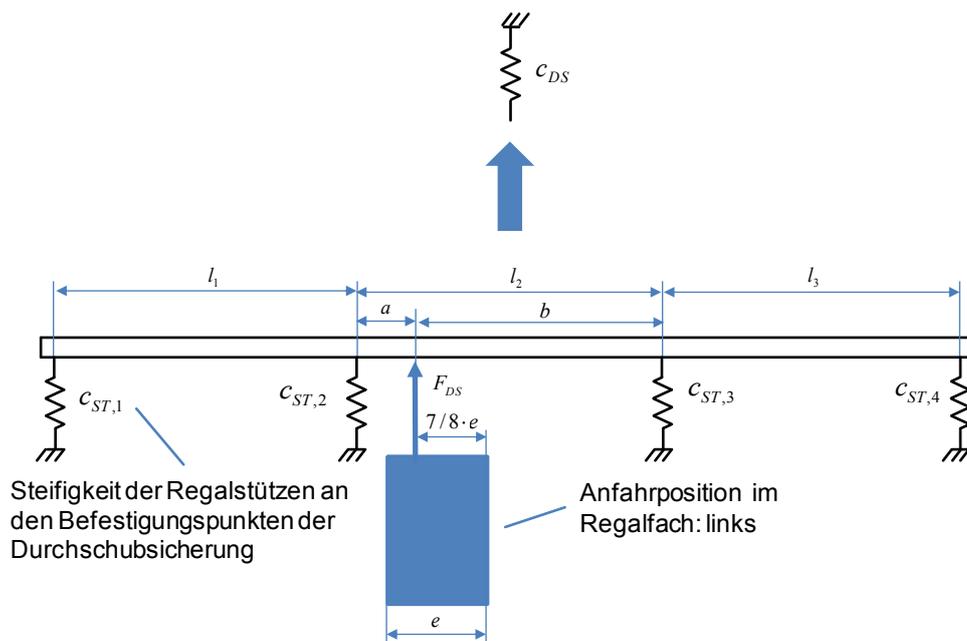


Abb. 8.8: Mechanisches Ersatzsystem für die Durchschubsicherung; Anfahrvorgang im Fach links

auf Federn gelagerter Mehrfeldträger. Die Berechnung der Federsteifigkeit c_{DS} ist im Anhang 10.3 dieser Arbeit beschrieben.

8.5 Bestimmung der Kontaktkraft zwischen der Ladeinheit im Regal und der Durchschubsicherung

Um die Kontaktkraft zwischen der Ladeinheit im Regal und der Durchschubsicherung bestimmen zu können, muss in einem ersten Schritt das Regal mit allen Komponenten durch ein geeignetes Ersatzsystem abgebildet werden (siehe Abb. 8.9). In einem zweiten Schritt werden bekannte Zustände der Deformation festgelegt, die anschließend durch eine Bilanzierung der Bewegungs- und Verformungsenergien zahlenmäßig erfasst werden. Die gesamte Deformationsgeschichte lässt sich somit vom Ausgangszustand bis hin zum Zeitpunkt der höchsten Belastung für das Regal verfolgen.

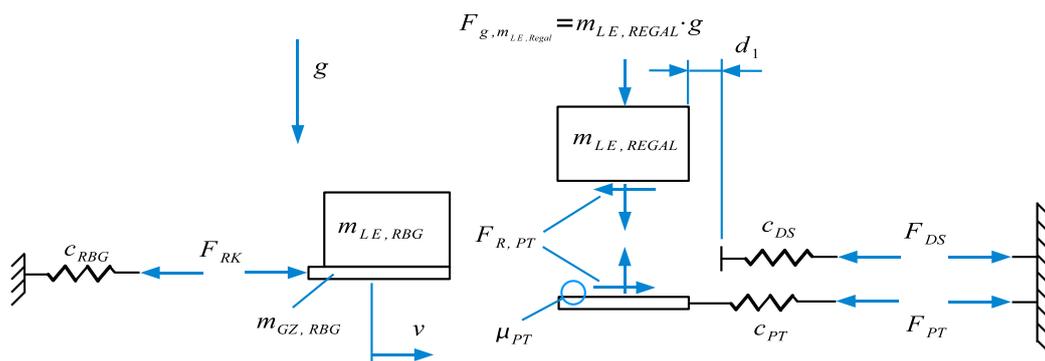


Abb. 8.9: Ersatzmodell des Regals, Regalbediengerätes, der bewegten Massen der Ladeeinheiten und der Teleskopgabeln

Tab. 8.2 beschreibt die Größen, die das Ersatzmodell berücksichtigt.

F_{RK}	Grenzkraft der Rutschkupplung
$F_{R,PT}$	Reibkraft zwischen Ladeinheit und Palettenträger
F_{PT}	Reaktionskraft des Palettenträgers
F_{DS}	Reaktionskraft der Durchschubsicherung
ν_{PT}	Reibbeiwert zwischen Ladeinheit und Palettenträger
m_{GZ}	Masse der beweglichen Gabelzinken
$m_{LE, RBG}$	Masse der Ladeinheit auf dem Regalbediengerät
$m_{LE, Regal}$	Masse der Ladeinheit im Regal
v	Geschwindigkeit der Gabelzinken
d_1	Abstand der Ladeinheit von der Durchschubsicherung im Ausgangszustand

Tab. 8.2: Parameter des Ersatzsystems

Die Deformationsgeschichte wird im folgenden durch die vier Phasen festgelegt:

1. Verfahren der Gabelzinken mit der konstanten Geschwindigkeit
2. Stoß zwischen den Ladeeinheiten
3. Elastische Verformung der Palettenträger und Rutschen der Ladeinheit
4. Verformung von Durchschubsicherung und Regal

Um die Bilanzierung zu den o.g. Phasen vornehmen zu können, werden den nachfolgenden Berechnungen folgende Annahmen zu Grunde gelegt:

1. Die Ladeeinheiten und Gabelzinken werden als Starrkörper betrachtet.
2. Die Stöße sind ideal plastisch. Das bedeutet, dass die Stoßpartner in Kontakt treten und sich nicht mehr voneinander lösen. Sie verfahren mit einer gemeinsamen Geschwindigkeit weiter.
3. Die Vorschubkraft des Regalbediengerätes wirkt konstant nach dem ersten Stoß und entspricht der Grenzkraft der Rutschkupplung.
4. Die Vorderkante der Ladeeinheit schließt bündig mit der Vorderkante der Gabelzinken ab. Bei den Stoßvorgängen werden Gabelzinken und Ladeeinheit als ein Körper betrachtet.
5. Die kinetische Energie im Antriebsstrang (Motor, Getriebe etc.) wird vernachlässigt.

Mit diesen Annahmen können nun die vier Phasen der Deformation bilanziert werden.

Phase 1: Verfahren der Gabelzinken mit konstanter Geschwindigkeit

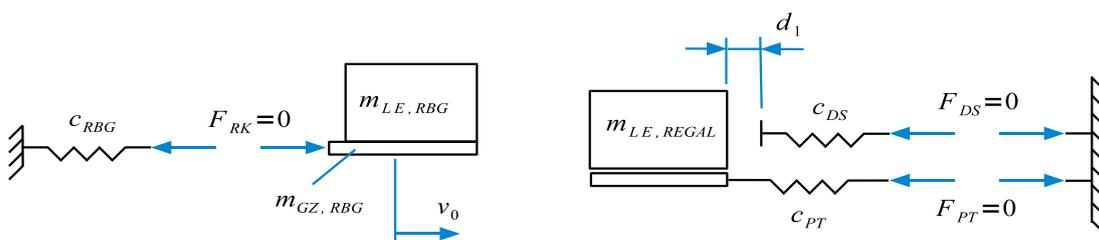


Abb. 8.10: Ersatzmodell des Regals, Regalbediengerätes, der bewegten Massen der Ladeeinheiten und der Teleskopgabeln

Die Gabelzinken verfahren mit der konstanten Geschwindigkeit v_0 . Die kinetische Energie von Gabelzinken und Ladeeinheit im Ausgangszustand lautet

$$E_0 = \frac{1}{2} (m_{GZ} + m_{LE, RBG}) \cdot v_0^2 \quad (8.46)$$

Phase 2: Zustand des Stoßes

Die Ladeeinheit schließt gemäß der vereinfachenden Annahme bündig mit den Teleskopgabeln des Regalbediengerätes ab. Zum Zeitpunkt des Stoßes treten die Teleskopgabeln sowie die Ladeeinheiten des Regalbediengerätes und des Regals gleichzeitig in Kontakt.

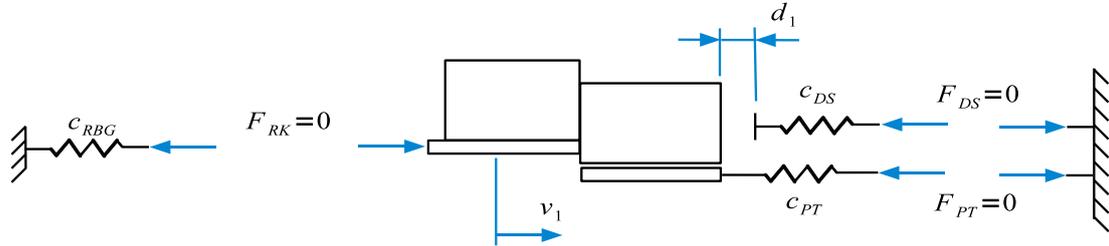


Abb. 8.11: Ersatzmodell des Regals, Regalbediengerätes, F_{DS} der bewegten Massen der Ladeeinheiten und der Teleskopgabeln

Die resultierende Geschwindigkeit für diese drei Körper nach dem Stoß lautet

$$v_1 = \frac{m_{GZ} + m_{LE,RBG}}{m_{GZ} + m_{LE,RBG} + m_{LE,Regal}} \cdot v_0^2 \quad (8.47)$$

Die Verlustenergie durch den plastischen Stoß ergibt sich zu

$$E_{V1} = E_0 - \frac{1}{2} (m_{GZ} + m_{LE,RBG} + m_{LE,Regal}) \cdot v_1^2 \quad (8.48)$$

Phase 3: Zustand der elastischen Verformung der Palettenträger

Nach dem Stoß werden die Ladeeinheiten mit der Grenzkraft der Rutschkupplung F_{RK} über die Distanz d_1 an die Durchschubsicherung geschoben.

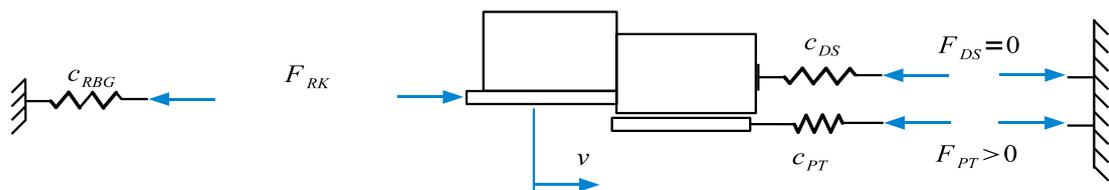


Abb. 8.12: Ersatzmodell des Regals, Regalbediengerätes, F_{DS} der bewegten Massen der Ladeeinheiten und der Teleskopgabeln

Die Energie, die vom Antrieb in das System eingebracht wird, beträgt

$$E_{Antrieb} = F_{RK} \cdot d_1 \quad (8.49)$$

Die Antriebskraft F_{RK} lenkt zudem den Mast des Regalbediengerätes aus. Die Verformungsenergie beträgt

$$E_{RBG,Mast} = \frac{1}{2} c_{RBG} \cdot \Delta u_{RBG,Mast}^2 = \frac{1}{2} \cdot c_{RBG} \cdot \left(\frac{F_{RK}}{c_{RBG}} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_{RK}^2}{c_{RBG}} \quad (8.50)$$

$\Delta u_{RBG,Mast}^2$ ist die Auslenkung der Ersatzfeder des Masts des Regalbediengerätes. Die Reibkraft zwischen Ladeinheit im Regal und Palettenträger beträgt

$$F_{R,PT} = m_{LE,Regal} \cdot g \cdot \mu_{PT} \quad (8.51)$$

und bewirkt die elastische Verformung

$$\Delta u_{PT} = \text{Min} \left[\frac{F_{R,PT}}{c_{PT}}, d_1 \right] \quad (8.52)$$

der Palettenträger. Die Verformungsenergie beträgt

$$E_{PT} = \frac{1}{2} \cdot c_{PT} \cdot \Delta u_{PT}^2 \quad (8.53)$$

Falls die nach der elastischen Verformung der Palettenträger noch verbleibende Distanz zur Durchschubsicherung

$$d_{1,Rest} = d_1 - \Delta u_{PT} \quad (8.54)$$

größer als Null ist, rutscht die Ladeinheit auf den Palettenträgern und wird vom Regalbediengerät zur Durchschubsicherung geschoben. Dabei beträgt die Verlustenergie

$$E_{V2} = F_{R,PT} \cdot d_{1,Rest} \quad (8.55)$$

Die Energiebilanz ergibt für die kinetische Energie E_1 des Systems beim Erreichen der Durchschubsicherung

$$E_1 = E_0 + E_{Antrieb} - E_{V1} - E_{V2} - E_{PT} - E_{RBG,Mast} \quad (8.56)$$

Die zu E_1 korrespondierende Einlagerungsgeschwindigkeit kann nicht größer als v_0 werden. Bei kleinen, leichten im Regal stehenden Ladeinheiten kann dies beim bisherigen Ansatz für E_1 aber vorkommen. Die obere Schranke für E_1 ist die kinetische Energie der mit v_0 bewegten Gesamtmasse

$$E_{1,Max} = \frac{1}{2} \cdot (m_{GZ} + m_{LE,RBG} + m_{LE,Regal}) \cdot v_0^2 \quad (8.57)$$

Ergibt eine Prüfung $E_1 > E_{1,Max}$, so ist $E_1 = E_{1,Max}$ zu setzen.

Phase 4: Zustand der Verformung von Durchschubsicherung und Regal

In der letzten Phase wird die im System vorhandene Energie näherungsweise vollständig in Verformungsenergie des Regals und der Durchschubsicherung umgewandelt. Die maximale Auslenkung der Ersatzfeder von Durchschubsicherung und Regal wird als Δu_{DS} bezeichnet.

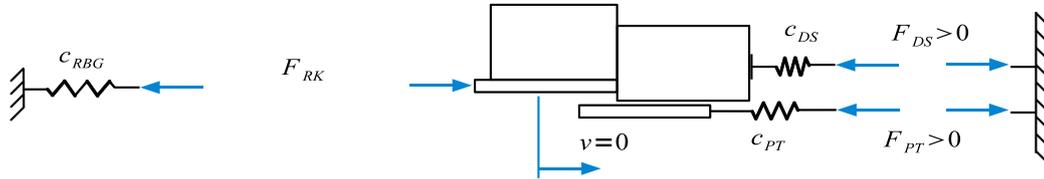


Abb. 8.13: Ersatzmodell des Regals, Regalbediengerätes, F_{DS} der bewegten Massen der Ladeeinheiten und der Teleskopgabeln

Bei der Verformung wird vom Antrieb die Energie

$$E_{Antrieb} = (F_{RK} - F_{R,PT}) \cdot \Delta u_{DS} \quad (8.58)$$

in das System eingebracht (vgl. Phase 3). Die Energiebilanz im Zustand der maximalen Auslenkung der Ersatzfeder von Durchschubsicherung und Regal lautet

$$\frac{1}{2} c_{DS} \Delta u_{DS}^2 = E_{Antrieb} + E_1 \quad (8.59)$$

Die maximal entstehende Verschiebung der Durchschubsicherung berechnet sich durch die Lösung der quadratischen Gleichung (8.59) zu

$$\Delta u_{DS} = \frac{(F_{RK} - F_{R,PT}) + \sqrt{(F_{RK} - F_{R,PT})^2 + 2 \cdot c_{DS} \cdot E_1}}{c_{DS}} \quad (8.60)$$

Die maximal entstehende Kraft F_{DS} zwischen Ladeeinheit und Durchschubsicherung wird aus der maximalen Auslenkung Δu_{DS} und c_{DS} des Ersatzsystems berechnet

$$F_{DS} = c_{DS} \cdot \Delta u_{DS} \quad (8.61)$$

Sie entspricht der Stoßkraft $F_s^a(t')$ und stellt die Belastung des Regals zum Zeitpunkt t' der höchsten Kompression dar (siehe Abb. 8.3).

8.6 Vergleich der Finite Elemente Berechnungen aus Abschnitt 7 mit dem analytischen Berechnungsmodell für das freistehende Regal

Um die Richtigkeit des analytischen Ansatzes in seiner Gesamtheit zu zeigen, werden die Ergebnisse der Finite Elemente Berechnungen aus Abschnitt 7 dem Ergebnis des analytischen Ansatzes gegenübergestellt. Es werden die Anfahrpositionen im Regalfach Mitte und links betrachtet. In den Beschriftungen der Diagramme bezeichnet *FE* den Wert aus der Finite Elemente Berechnung, *AN* den Wert des analytischen Näherungsansatzes. Die Ergebnisse des Vergleichs für das Regal in Silobauweise befinden sich in Anhang 10.4.

8.6.1 Variation der Einlagerungsgeschwindigkeit

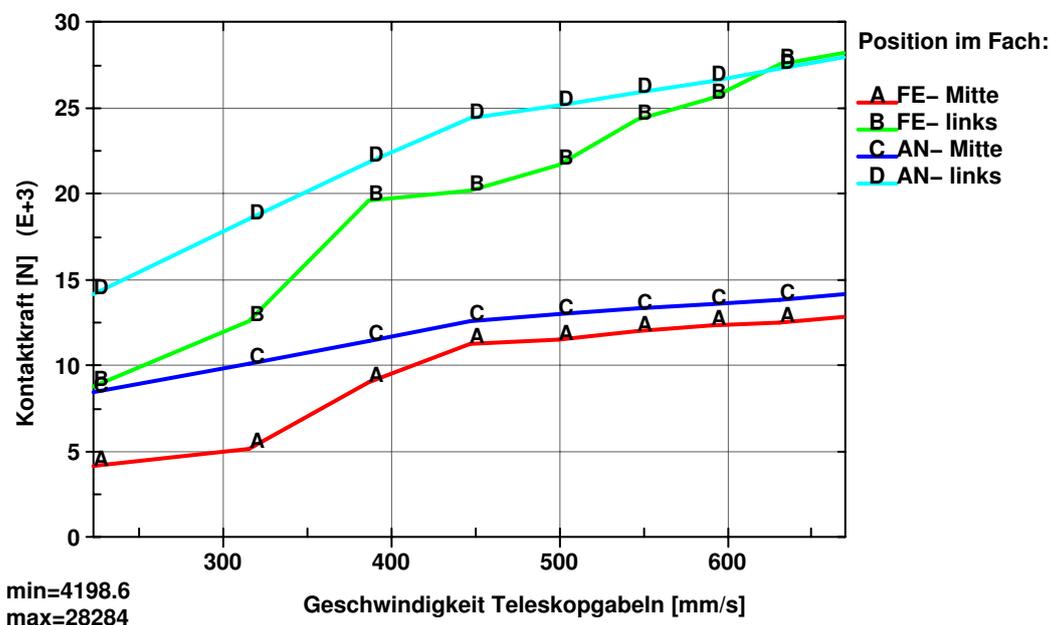


Abb. 8.14: Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte

In den Berechnungen konstant gehaltene Parameter:

- Einlagerungsebene im Regal: 1
- Grenzkraft der Rutschkupplung: 6 kN
- Masse der Ladeeinheit im Regal: 0,8 to
- Masse der Ladeeinheit am Regalbediengerät: 1,0 to

8.6.2 Variation der Masse der Ladeinheit im Regal

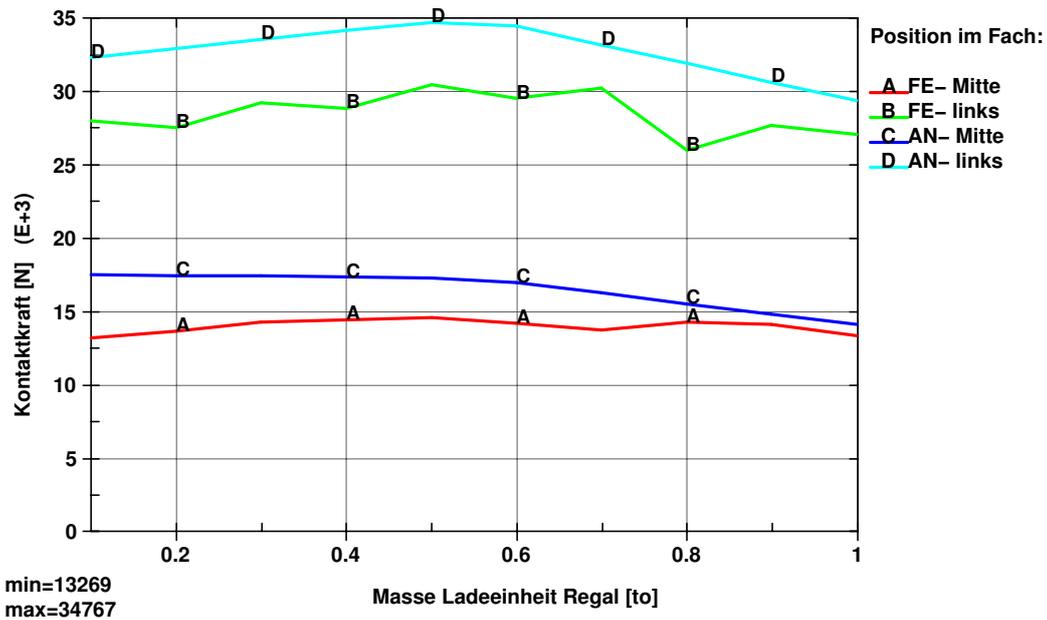


Abb. 8.15: Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte

In den Berechnungen konstant gehaltene Parameter:

- Einlagerungsebene im Regal: 1
- Einlagerungsgeschwindigkeit: 0,87 m/s
- Grenzkraft der Rutschkupplung: 6kN
- Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät: 1,0 to

8.6.3 Variation der Masse der Ladeeinheit des Regalbediengerätes

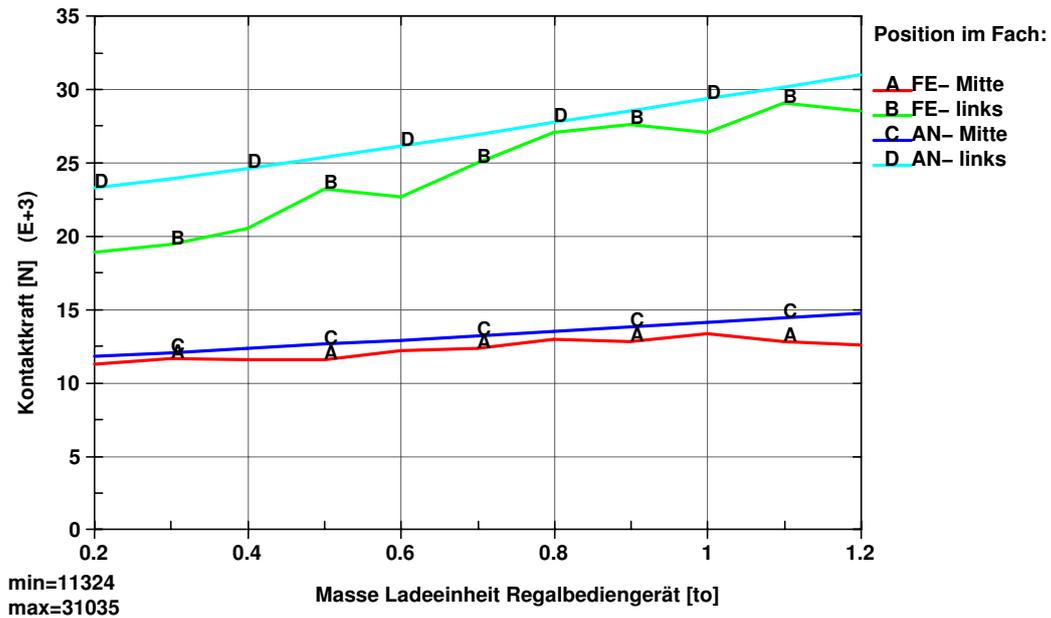


Abb. 8.16: Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte

In den Berechnungen konstant gehaltene Parameter:

- Einlagerungsebene im Regal: 1
- Einlagerungsgeschwindigkeit: 0,87 m/s
- Grenzkraft der Rutschkupplung: 6kN
- Masse der Ladeeinheit im Regal: 0,8 to

8.6.4 Variation der Rutschkupplung

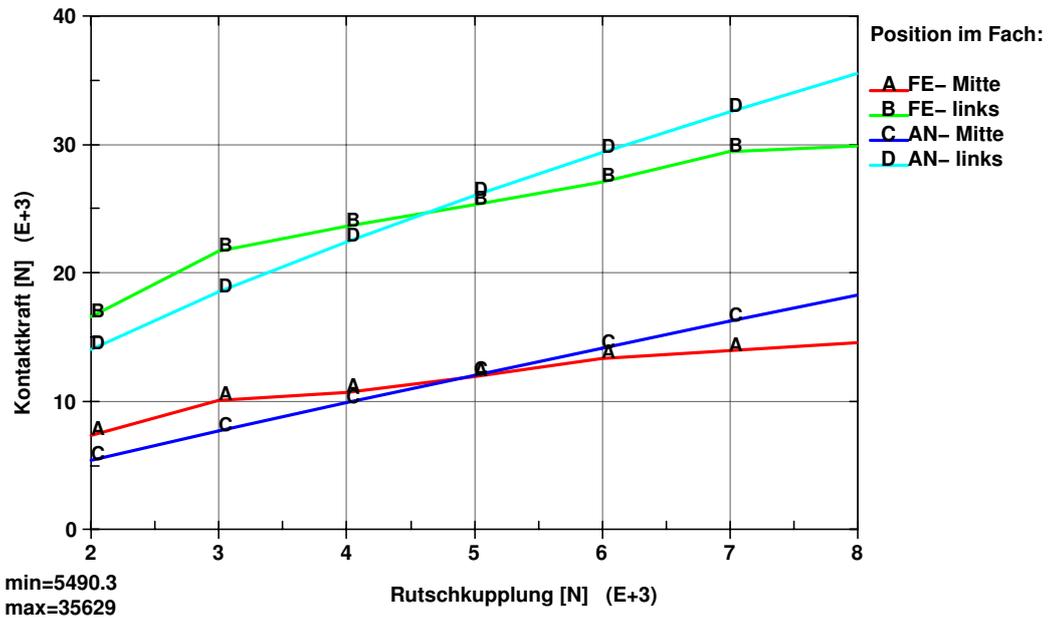


Abb. 8.17: Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte

In den Berechnungen konstant gehaltene Parameter:

- Einlagerungsebene im Regal: 1
- Einlagerungsgeschwindigkeit: 0,87 m/s
- Masse der Ladeinheit im Regal: 0,8 to
- Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät: 1,0 to

8.6.5 Variation der Ebene im Regal

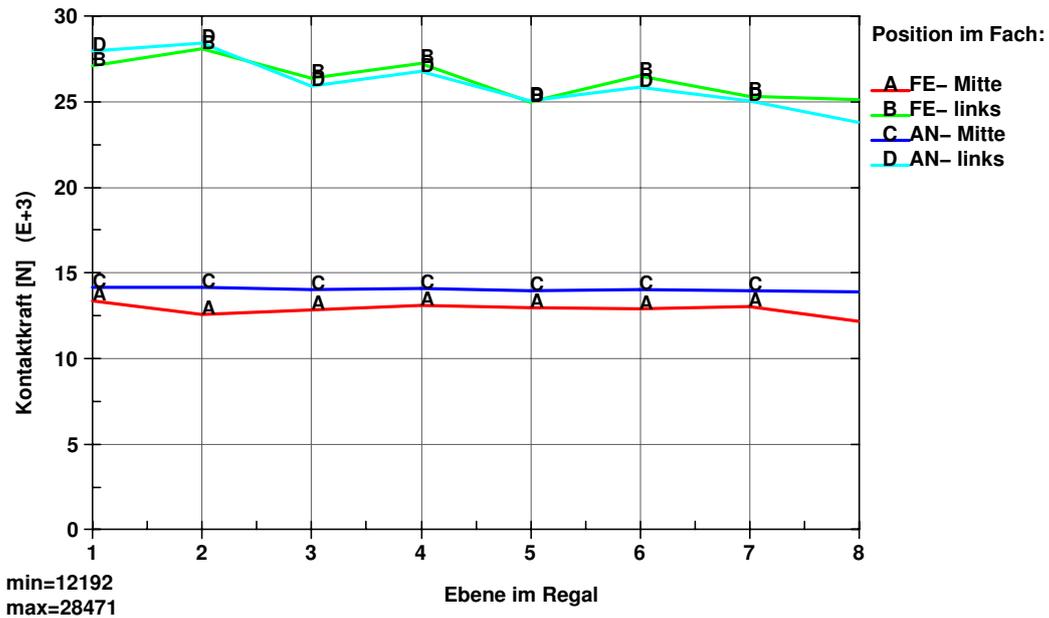


Abb. 8.18: Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte

In den Berechnungen konstant gehaltene Parameter:

- Grenzkraft der Rutschkupplung: 6 kN
- Einlagerungsgeschwindigkeit: 0,87 m/s
- Masse der Ladeinheit im Regal: 0,8 to
- Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät: 1,0 to

8.7 Bewertung der Ergebnisse

Der Vergleich zwischen den Ergebnissen der Finite Elemente Berechnungen und des analytischen Ansatzes zeigt eine sehr gute Übereinstimmung der Kontaktkraft zum Zeitpunkt der höchsten Belastung. Der analytische Ansatz stellt somit eine Möglichkeit dar, Regalübergreifend eine gute erste Näherung der Regalbelastung im Falle des Anfahrens der Durchschubsicherung zu geben.

9 Experimentelle Untersuchungen an einem freistehenden Palettenregallager

Um die Finite Elemente Rechnungen aus Kapitel 4 zu verifizieren, wurden Messungen an der Versuchsanlage der SSI Schäfer Noell GmbH in Giebelstadt durchgeführt. Die Beschreibung des Regals mit seinen Abmessungen und Daten finden sich ebenso in Kapitel 4 wieder. Das Versuchsregal besteht aus einer einfachtiefen und einer doppeltiefen Regalzeile mit Dreiplatzlagerung (siehe Abb. 9.1). Die Versuche wurden ausschließlich in der doppeltiefen Regalzeile durchgeführt.



Abb. 9.1: Versuchsanordnung in der doppeltiefen Zeile

Als Durchschubsicherung wurde ein U-Profil U100x50x6 als Dreifeldträger montiert. Abb. 9.2 zeigt die Bezeichnungen der Verbindungsbleche und Regalstützen. Sie werden später bei der Identifizierung der Verbindungskräfte in den Verbindungsblechen benötigt.

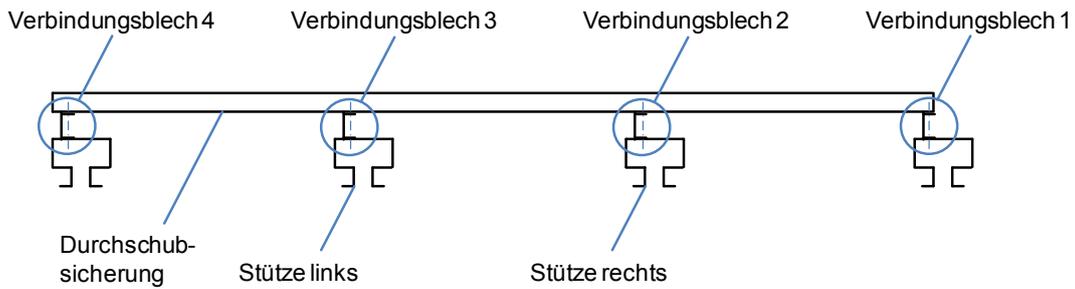


Abb. 9.2: Regalstützen mit Verbindungsblechen

9.1 Beschreibung des Versuchsaufbaus

Bei den Versuchen kamen Dehnmessstreifen (DMS), Dehnmessrosetten, Kraftmessdosen und ein Seilzugwegaufnehmer zum Einsatz. Abb. 9.3 und Abb. 9.4 zeigen die DMS-Messstellen an der Regalstütze und am Verbindungsblech der Durchschubsicherung.



Abb. 9.3: Stütze mit Verbindungsblech zur Durchschubsicherung. DMS an der Stütze sowie an beiden Seiten des Verbindungsblechs

Die Verbindungsbleche 3 und 4 wurden auf beiden Seiten mit je einer DMS-Rosette beklebt (siehe Abb. 9.3 und Abb. 9.4). Das Ziel ist eine möglichst genaue Ermittlung des Dehnungszustands im Blech zur Berechnung der Kraft zwischen Durchschubsicherung und Regalstütze. Die Verbindungsbleche 1 und 4 wurden beidseitig mit einem DMS in Belastungsrichtung bestückt.

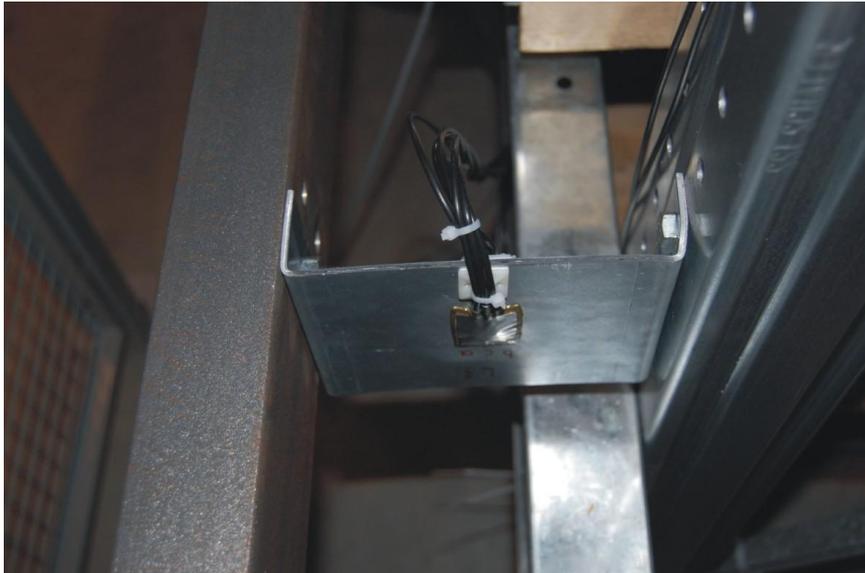


Abb. 9.4: DMS Rosette am Verbindungsblech von Durchschubsicherung und Regal

Zur Messung der Kontaktkräfte zwischen Durchschubsicherung und Palette wurde ein spezieller Ladungsträger entwickelt (siehe Abb. 9.5). Er wurde an der Vorderseite mit einer Stahlplatte bestückt, an der zwei Kraftmessdosen befestigt sind. Durch die Modifikation blieben die Außenabmessungen der Palette unverändert.



Abb. 9.5: Palette mit Kraftmessdosen zur Bestimmung der Kontaktkräfte zwischen Palette und Durchschubsicherung

Die Verformung der Durchschubsicherung wurde mit einem Seilzugwegaufnehmer gemessen (siehe Abb. 9.6 und Abb. 9.7). Er wurde gegenüber der Durchschubsicherung an einer Hallenstütze montiert. Das Messseil wurde in der Mitte der Durchschubsicherung befestigt. Zusätzlich wurden am oberen und unteren Steg DMS zur Bestimmung der Längsdehnung angebracht (siehe Abb. 9.7).



Abb. 9.6: Seilzugwegaufnehmer zur Bestimmung der Verformung der Durchschubsicherung

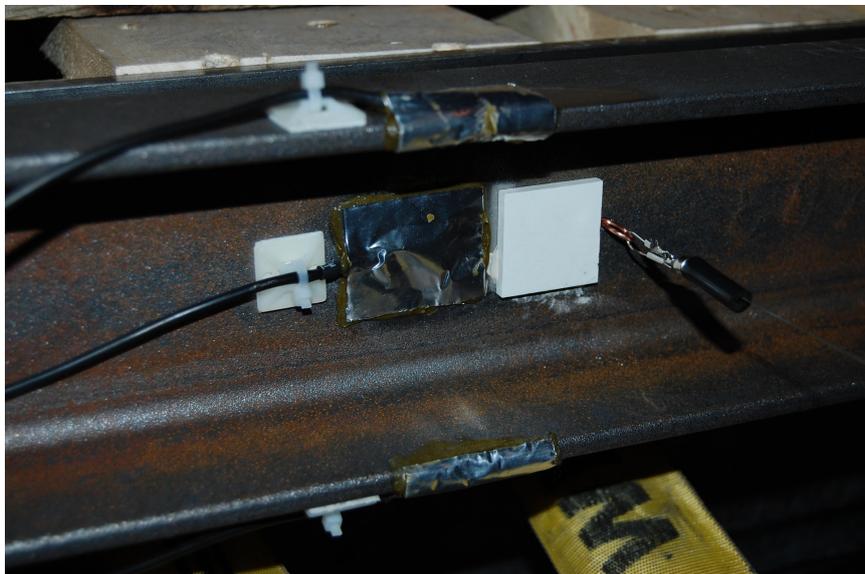


Abb. 9.7: Anbringung des Seilzugwegaufnehmers in der Mitte der Durchschubsicherung; DMS zur Bestimmung der Dehnungen am oberen Steg, Mitte und unteren Steg der Durchschubsicherung

Um verschiedene Beladungszustände zu realisieren, wurde die Palettenladung aus Stahlstangen mit einem Gewicht von je 30 kg aufgebaut und gegen Verrutschen gesichert. Abb. 9.8 zeigt den Beladungszustand von 1 to für den Anfahrversuch im Regalfach links.



Abb. 9.8: Palette mit Stahlkörper (30kg pro Stange) für Anfahrvorgang

In die an das Anfahrfach angrenzenden Stellplätze wurden Paletten mit 150 kg Beladung gestellt (siehe Abb. 9.9).



Abb. 9.9: Palette mit Stahlkörper im Anfahrfach; Gesamtmasse: 170kg

Die Ladeeinheit im Regalbediengerät setzt sich ebenfalls aus Stahlstangen zusammen (siehe Abb. 9.10). Alle anderen Regalfächer waren mit konventionellen Ladeeinheiten mit ähnlichen Massen belegt.



Abb. 9.10: Regalbediengerät mit 1to Zuladung

9.2 Bestimmung von Regalparametern, die als Eingabedaten in die Finite Elemente Berechnung eingehen

Damit die Finite Elemente Berechnung die Anfahrvorgänge zutreffend abbilden kann, müssen folgende Daten bekannt sein:

1. Auslösekraft der Rutschkupplung
2. Verschiebungs- Zeitverlauf der Teleskopgabeln des Regalbediengerätes
3. Reibbeiwerte zwischen
 - Teleskopgabeln des Regalbediengerätes und Ladeeinheit des Regalbediengerätes
 - Ladeeinheit im Regal und Palettenträger

Zur Bestimmung der Auslösekraft der Rutschkupplung wurde eine Vorrichtung (siehe Abb. 9.11) zur Befestigung von zwei Kraftmessdosen angefertigt. Die Teleskopgabeln des Regalbediengerätes drückten über die Kraftmessdosen gegen einen verankerten Holzbalken. In insgesamt sechs Versuchen wurde die Auslösekraft bestimmt. Sie variierte zwischen 2,2 kN und 3,2 kN. Eine genaue Bestimmung dieser Größe ist demnach vorab nicht möglich.

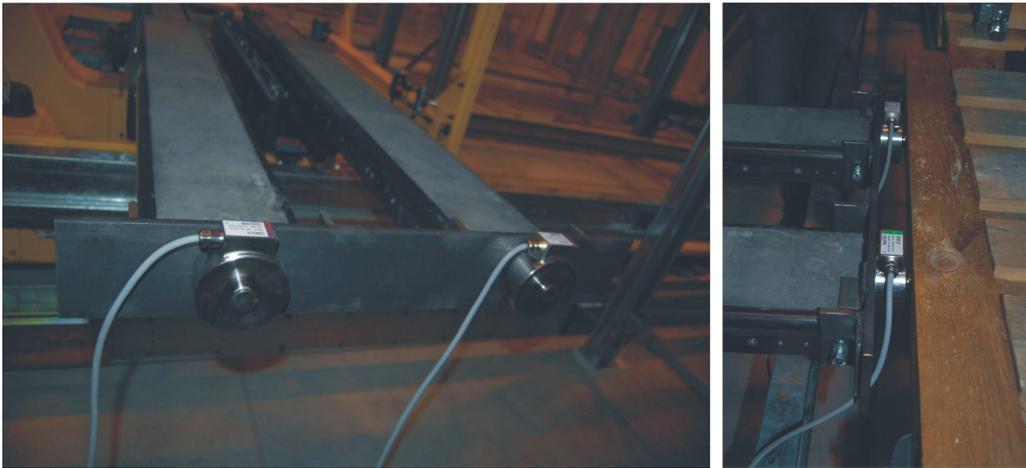


Abb. 9.11: Bestimmung der Auslösekraft der Rutschkupplung des Regalbediengerätes

Vielmehr ist es sinnvoll, nach jedem erfolgten Anfahrvorgang den Wert der Auslösekraft aus der statisch verbleibenden Kontaktkraft zu bestimmen.

Der Reibbeiwert zwischen Palette und Palettenträger wurde in zwei Versuchen mit unterschiedlichem Beladungszustand ermittelt (siehe Abb. 9.12). Mit Hilfe eines Hubzuges konnte die Palette langsam zum Rutschen auf den Palettenträgern gebracht werden. Eine Zugkraftmessdose diente zur Bestimmung der Zugkraft während des Rutschens der Ladeinheit. Daraus ergab sich unabhängig vom Beladungszustand der Reibbeiwert $\mu_{PT}=0,3$. Der Reibbeiwert zwischen den Teleskopgabeln des Regalbediengerätes und der Palette wurde in gleicher Weise bestimmt. Es ergab sich ein Wert von $\mu_{RBG}=0,6$.



Abb. 9.12: Bestimmung der Reibbeiwerte zwischen Palette und Palettenträger sowie zwischen Palette und Teleskopgabeln des Regalbediengerätes

Der Verschiebungs-Zeitverlauf der Teleskopgabeln wurde in der Steuerung des Regalbediengerätes erfasst und für alle Einlagerungsvorgänge aufgezeichnet. Er dient in idealisierter Form als Eingabegröße für die Berechnung (siehe Abb. 9.13).

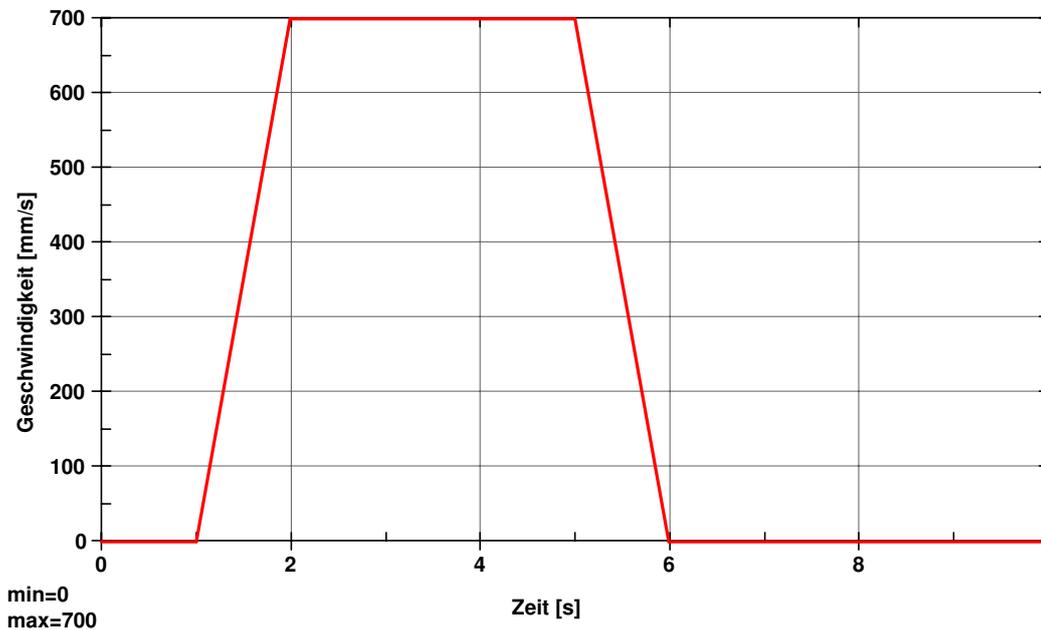


Abb. 9.13: Geschwindigkeit der Teleskopgabeln des Regalbediengerätes

9.3 Versuchsablauf und Messwerterfassung

Die Aufzeichnung der Messdaten erfolgte mit einer Abtastrate von 400 Hz. Eine Filterung zur Glättung der Ergebnisse kam nicht zum Einsatz. Die zeitliche Ausgabe aller Rechenergebnisse erfolgte mit 100 Hz. Voruntersuchungen stellten dabei sicher, dass diese Ausgaberate hoch genug ist. Tab. 9.1 zeigt die durchgeführten Versuche.

Versuch Nr.	Beladung Regal	Beladung RBG	Position im Anfahrfach	Endgeschwindigkeit Teleskopgabeln RBG	Einwirkzeit der Rutschkupplung
1	0,5to	0,5to	Mitte	0,68m/s	0,67s
2	1,0to	0,5to	Mitte	0,68m/s	0,67s
3	0,5to	0,5to	Links	0,68m/s	0,67s
4	1,0to	0,5to	Links	0,68m/s	0,67s
5	Leer	Leer	Mitte	1,18m/s	0,67s

Tab. 9.1: Realisierte Versuche

9.4 Berechnung der Kraft in den Verbindungsblechen

Zur Bestimmung der Verbindungskraft zwischen Durchschubsicherung und Stütze wurde die Normalspannung auf beiden Seiten des Verbindungsbleches aus den gemessenen Dehnungen berechnet. Der Messwert des DMS-A entspricht der Dehnung ε_x , der Messwert des DMS-B der Dehnung ε_y (siehe Abb. 9.14).

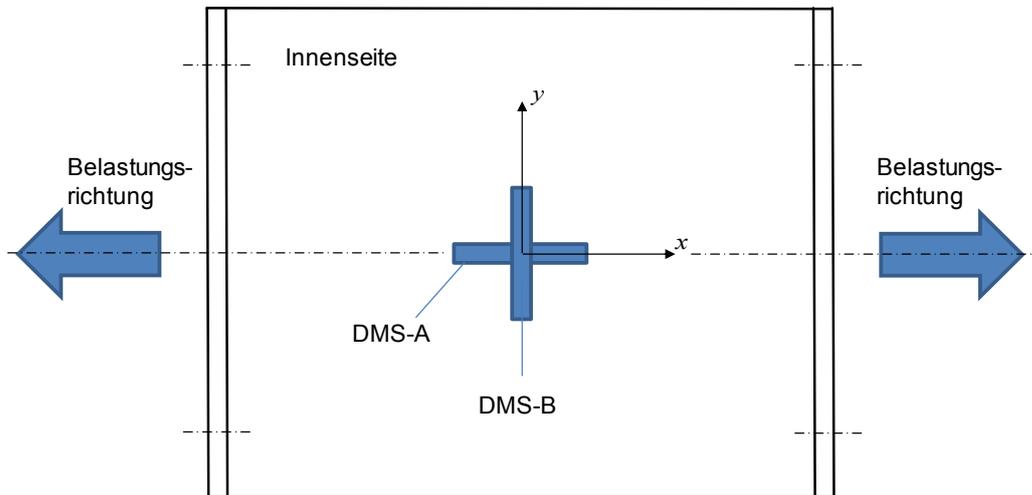


Abb. 9.14: Lage der DMS

Für die Berechnung der Spannung im Verbindungsblech werden die Formeln (9.1) des ebenen Spannungszustands zugrunde gelegt. Der Elastizitätsmodul sowie die Querkontraktion werden in allen Rechnungen als konstant mit $E=210000 \text{ N/mm}^2$ und $\nu=0,3$ angenommen. Die Schubspannung τ_{xy} ist hier nicht von Bedeutung. Für jede Seite des Verbindungsbleches wird die Spannung σ_x als Funktion der Eingangsgrößen ε_x und ε_y berechnet.

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & (1-\nu)/2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad (9.1)$$

Durch Mittelung wird aus beiden Werten eine mittlere Normalspannung in Blechmitte berechnet. Die Anteile der Normalspannung aus Biegung fallen hierbei heraus, und es verbleibt allein die Spannung aus axialem Zug am Verbindungsblech. Durch Multiplikation mit der Querschnittsfläche $A=330 \text{ mm}^2$ ergibt sich die Kraft, die von der Durchschubsicherung auf die Stütze übertragen wird (siehe Abb. 9.15). Die korrespondierende Größe aus der Finite Elemente Rechnung ist die Elementkraft im Verbindungsblech.

9.5 Ermittlung der Kontaktkraft in Messung und Berechnung

Die Kontaktkraft wird in der Messung über die beiden Kraftmessdosen (siehe Abb. 9.5) ermittelt. Die Summe der Kräfte aus beiden Kraftmessdosen wird der Kontaktkraft aus der Rechnung gegenübergestellt. Sie können unmittelbar miteinander verglichen werden.

9.6 Vergleich von Messung und Berechnung

In den folgenden Diagrammen werden die Mess- und Berechnungsergebnisse für

- die Kontaktkraft zwischen Ladeinheit und Durchschubsicherung
- die Kräfte in den Verbindungsblechen (siehe Abb. 9.15) und
- der Verschiebung der Durchschubsicherung

miteinander verglichen. Für die Normalspannungen in der Durchschubsicherung wird der Vergleich im Anhang 10.5 durchgeführt. Die Dehnungen in den Regalstützen und Diagonalen sind so klein, dass für sie ein Vergleich von Messung und Berechnung nur wenig Aussagekraft besitzt. Sie werden deshalb im Weiteren nicht mehr behandelt.

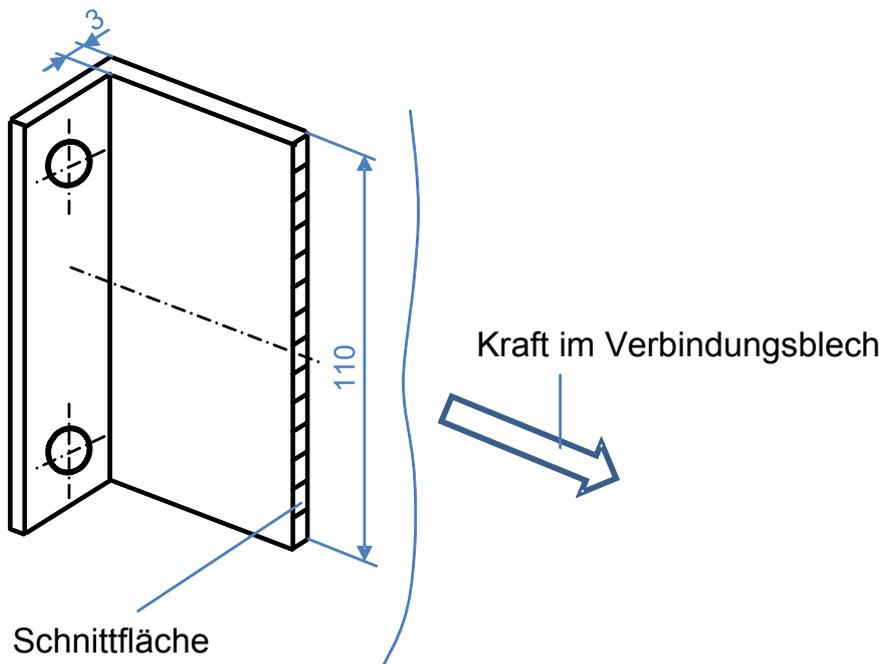


Abb. 9.15: Verbindungskraft im Verbindungsblech

Versuch 1: Regal: 0,5 to; Regalbediengerät: 0,5 to; Position: Fachmitte

Der Vergleich der Kontaktkräfte in Abb. 9.16 sowie der Vergleich der Kräfte in den Verbindungsblechen in Abb. 9.17 und Abb. 9.18 zeigen eine sehr gute Übereinstimmung von Messung und Berechnung. Die Maximalwerte der Kräfte sind nahezu gleich, die zeitlichen Verläufe werden in der Berechnung gut wiedergegeben.

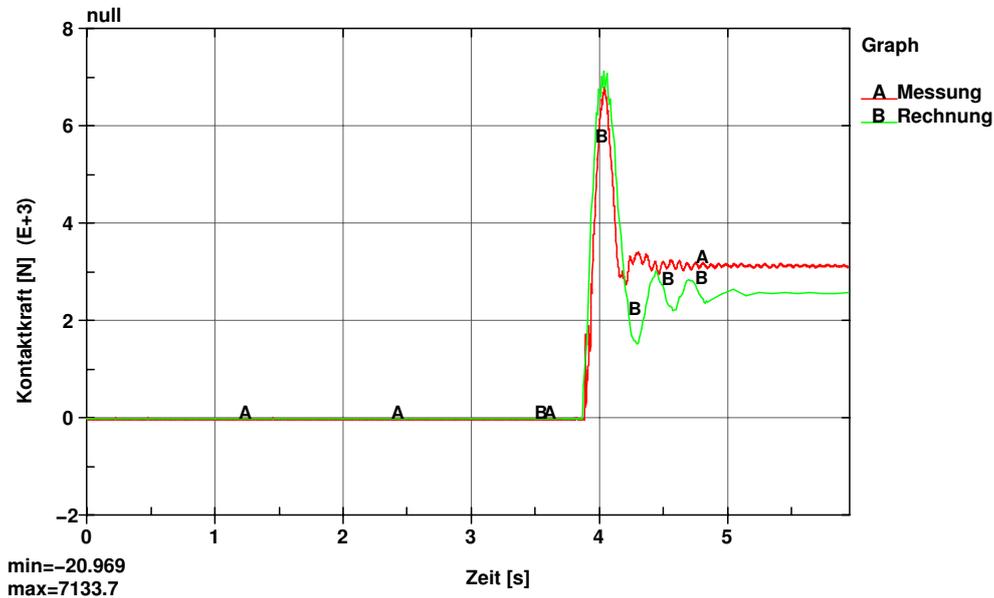


Abb. 9.16: Zeitlicher Verlauf der Kontaktkraft zwischen Palette und Durchschubsicherung

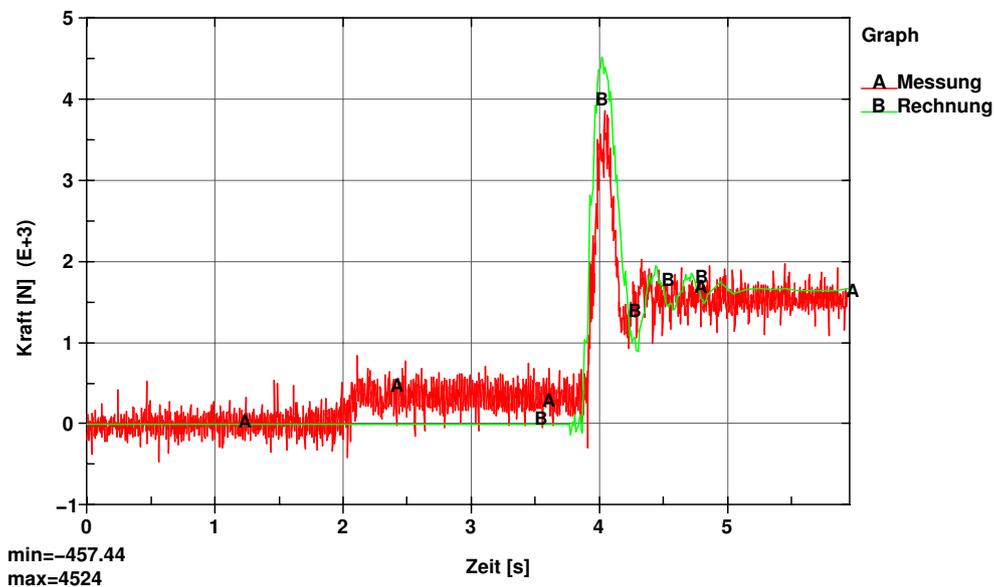


Abb. 9.17: Zeitlicher Verlauf der Normalkraft im Verbindungsblech 2

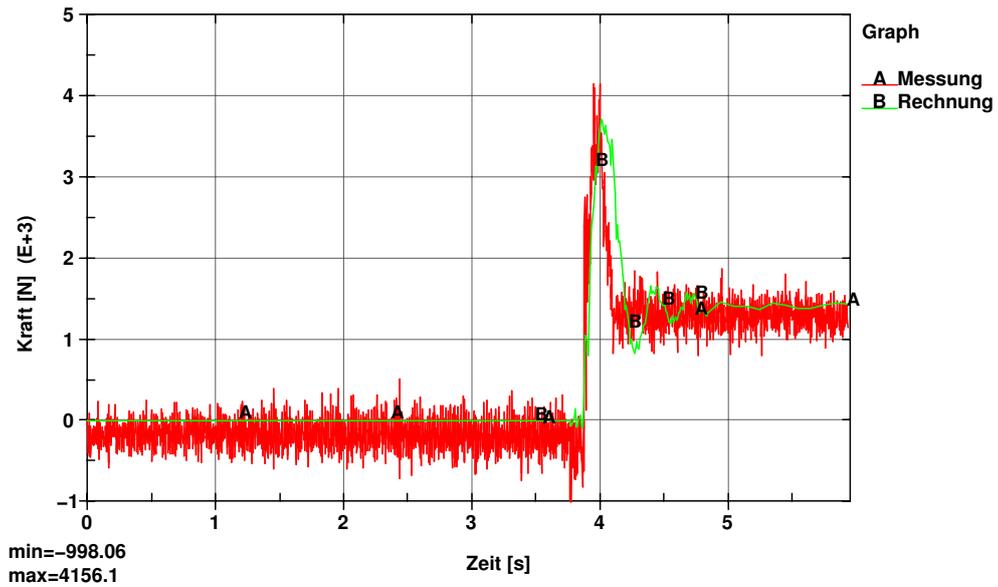


Abb. 9.18: Zeitlicher Verlauf der Normalkraft im Verbindungsblech 3

Für die maximale Verschiebung der Durchschubsicherung liefert die Berechnung einen etwa 10 % größeren Wert (siehe Abb. 9.19). Zur Kontrolle kann man die Kräfte in den Verbindungsblechen summieren (siehe Abb. 10.35 und Abb. 10.36 im Anhang). Die Summe entspricht der Kontaktkraft zwischen Ladeeinheit und Durchschubsicherung in Abb. 9.16.

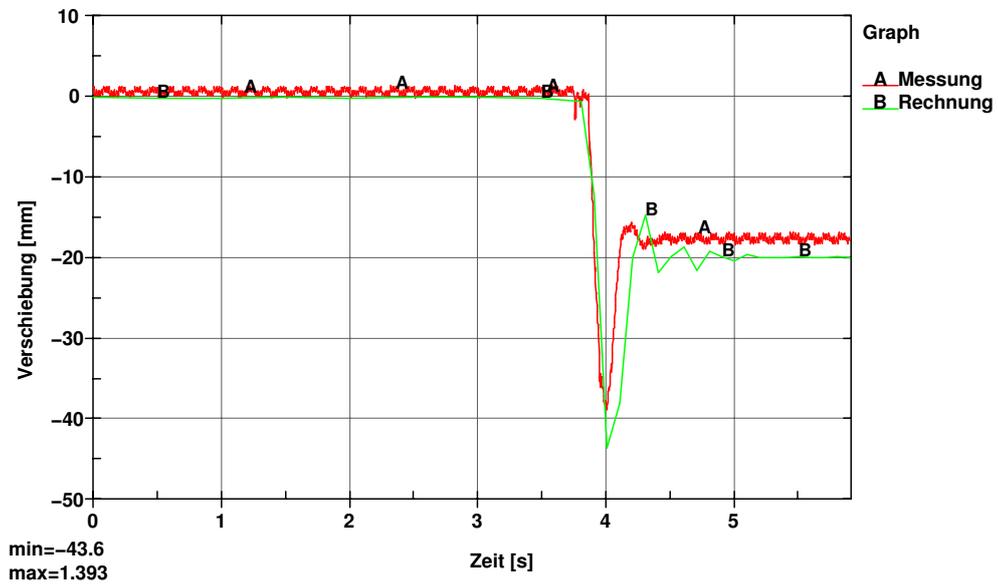


Abb. 9.19: Zeitlicher Verlauf der Verschiebung der Durchschubsicherung

Versuch 2: Regal: 0,5 to; Regalbediengerät: 1,0 to; Position: Fachmitte

Der Vergleich der Kontaktkräfte in Abb. 9.20 zeigt ebenso wie in Versuch 1 eine sehr gute Übereinstimmung von Messung und Berechnung. Die Maximalwerte sowie der zeitliche Verlauf werden im Falle der Kontaktkräfte als auch im Falle der Kräfte in den Verbindungsblechen 2 (siehe Abb. 9.21) und 3 (siehe Abb. 9.22) sehr gut wiedergegeben.

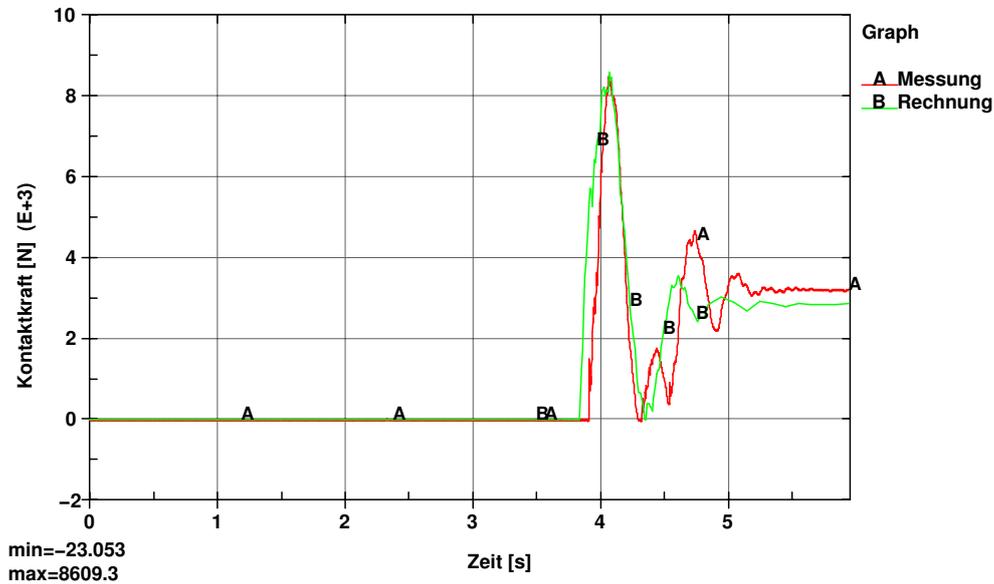


Abb. 9.20: Zeitlicher Verlauf der Kontaktkraft zwischen Palette und Durchschubsicherung

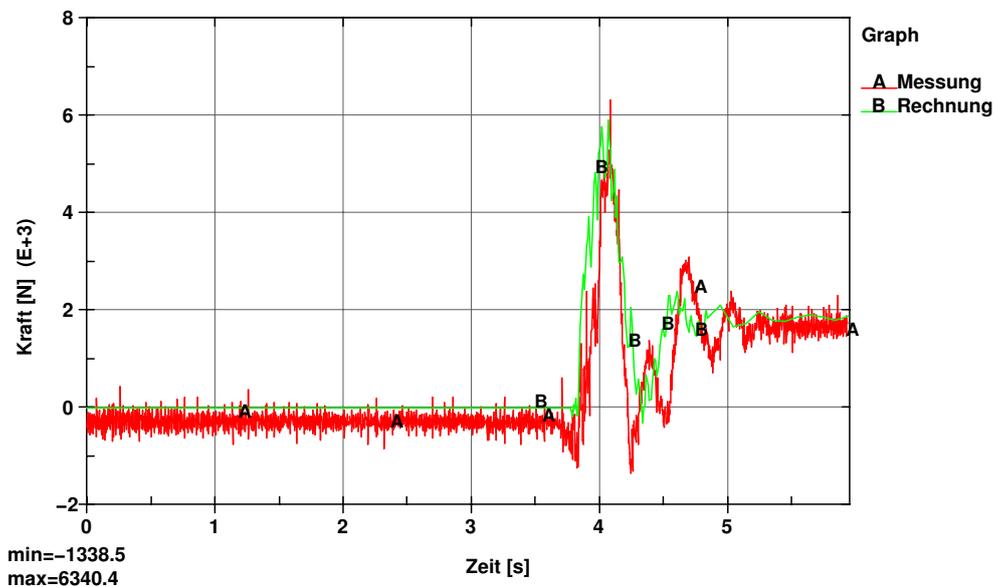


Abb. 9.21: Zeitlicher Verlauf der Normalkraft im Verbindungsblech 2

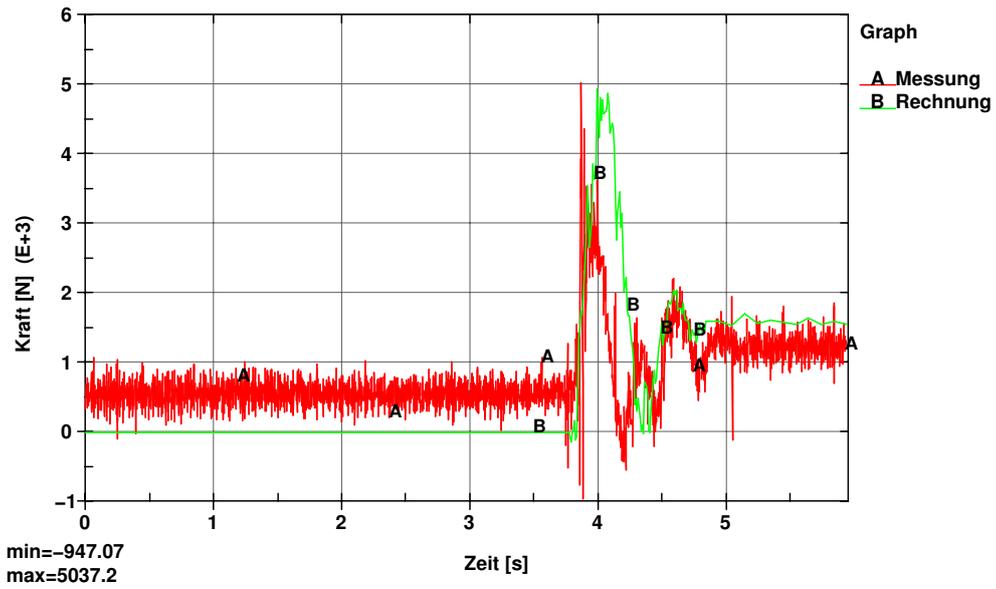


Abb. 9.22: Zeitlicher Verlauf der Normalkraft im Verbindungsblech 3

Der zeitliche Verlauf der Verschiebung der Durchschubsicherung wird in Abb. 9.23 gezeigt. Die Maximalwerte aus Rechnung und Messung stimmen sehr gut überein.

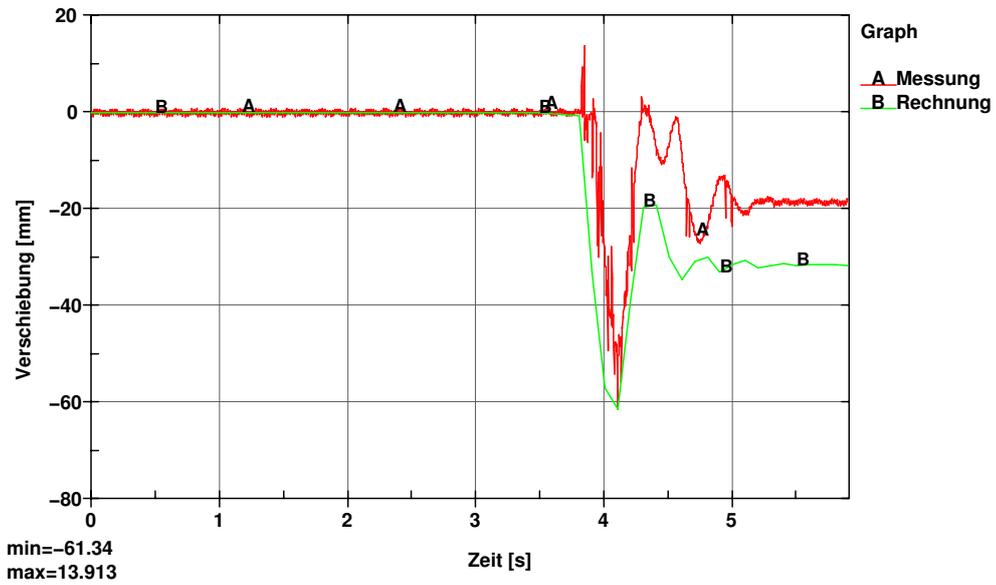


Abb. 9.23: Zeitlicher Verlauf der Verschiebung der Durchschubsicherung

Versuch 3: Regal: 0,5 to; Regalbediengerät: 0,5 to; Position: links im Fach

Der Vergleich der zeitlichen Verläufe der Kontaktkräfte aus Rechnung und Messung zeigt eine gute Übereinstimmung (siehe Abb. 9.24). Für die maximale Kontaktkraft liefert die Berechnung einen etwa 20 % größeren Wert.

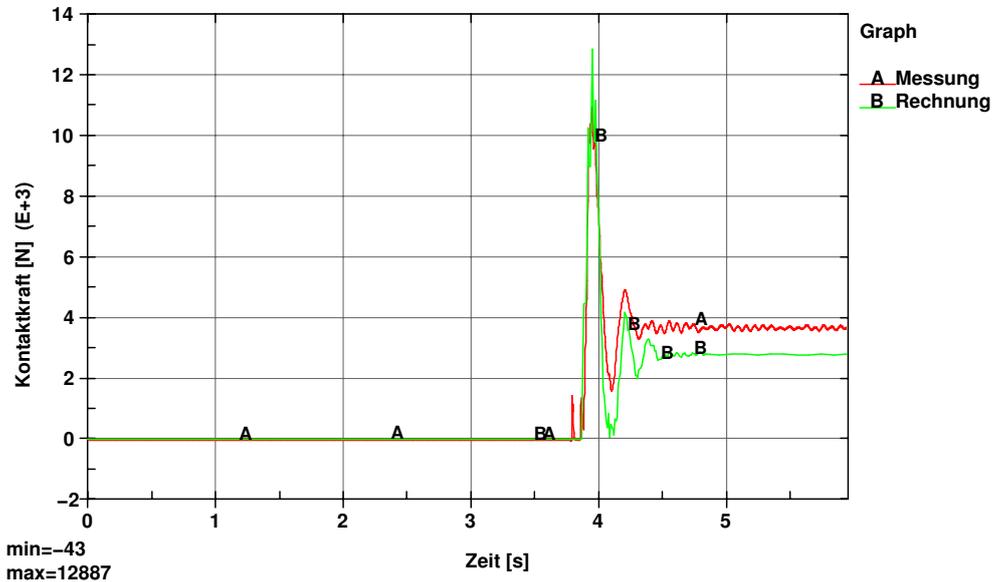


Abb. 9.24: Zeitlicher Verlauf der Kontaktkraft zwischen Palette und Durchschubsicherung

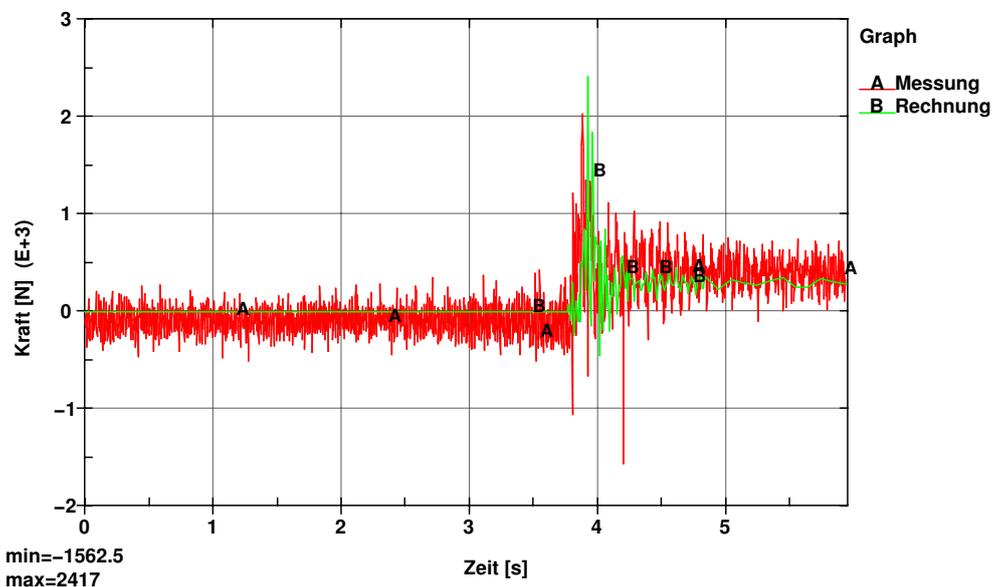


Abb. 9.25: Zeitlicher Verlauf der Normalkraft im Verbindungsblech 2

Das Verbindungsblech 3 befindet sich bei Anfahrpositionen links im Regalfach in Stütznähe (siehe Abb. 9.25). Die Rechnung liefert einen etwa 30 % höheren Wert als die

Messung.

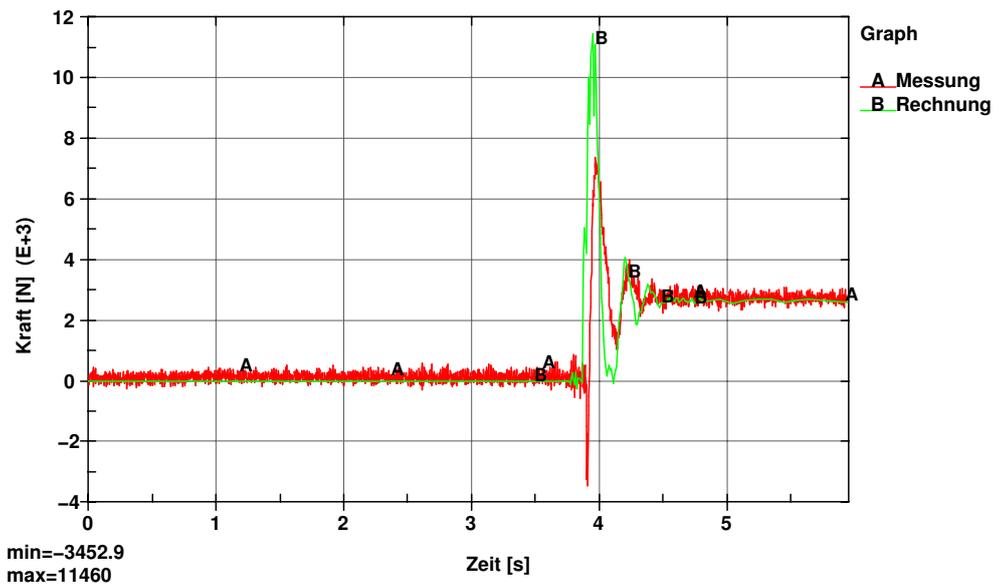


Abb. 9.26: Zeitlicher Verlauf der Normalkraft im Verbindungsblech 3

Bei Anfahrvorgängen im Regalfach links wurde der Seilzugwegaufnehmer in der Mitte der Durchschubsicherung belassen und nicht vor die Ladeinheit platziert. Der Maximalwert der Messung liegt um ca. 45 % höher als der Maximalwert der Rechnung (siehe Abb. 9.27).

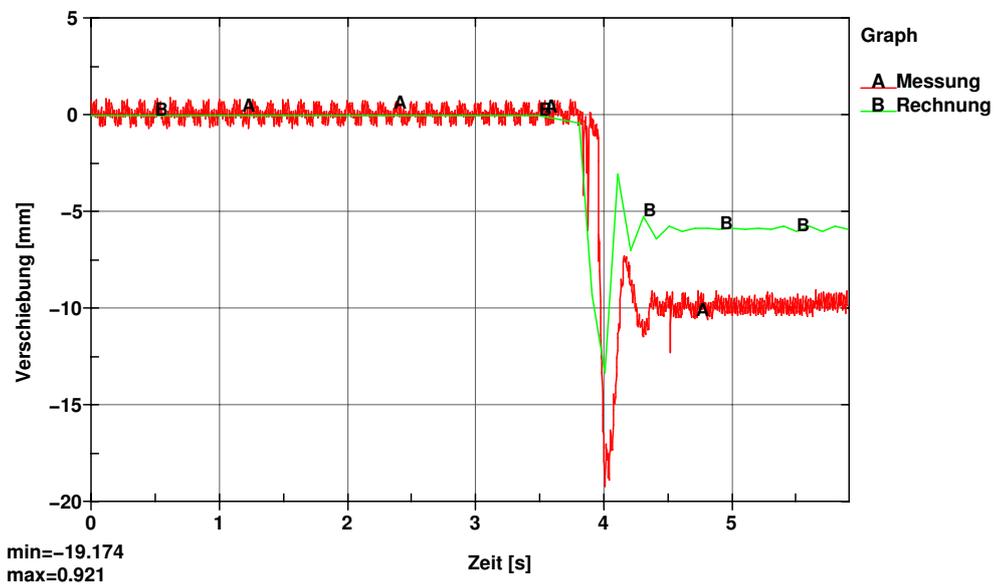


Abb. 9.27: Zeitlicher Verlauf der Verschiebung der Durchschubsicherung

Versuch 4: Regal: 0,5 to; Regalbediengerät: 1,0 to; Position: links im Fach

Der Vergleich der Kontaktkräfte in Abb. 9.28 zeigt eine gute Übereinstimmung von Berechnung und Messung. Die Maximalwerte der Kräfte sind nahezu gleich, die zeitlichen Verläufe werden in der Berechnung ausreichend gut wiedergegeben.

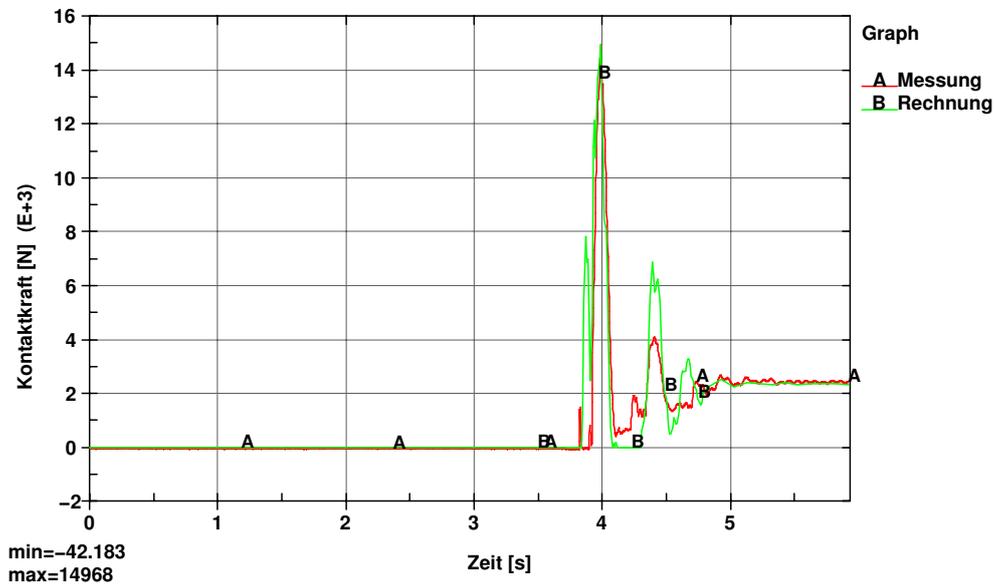


Abb. 9.28: Zeitlicher Verlauf der Kontaktkraft zwischen Palette und Durchschubsicherung

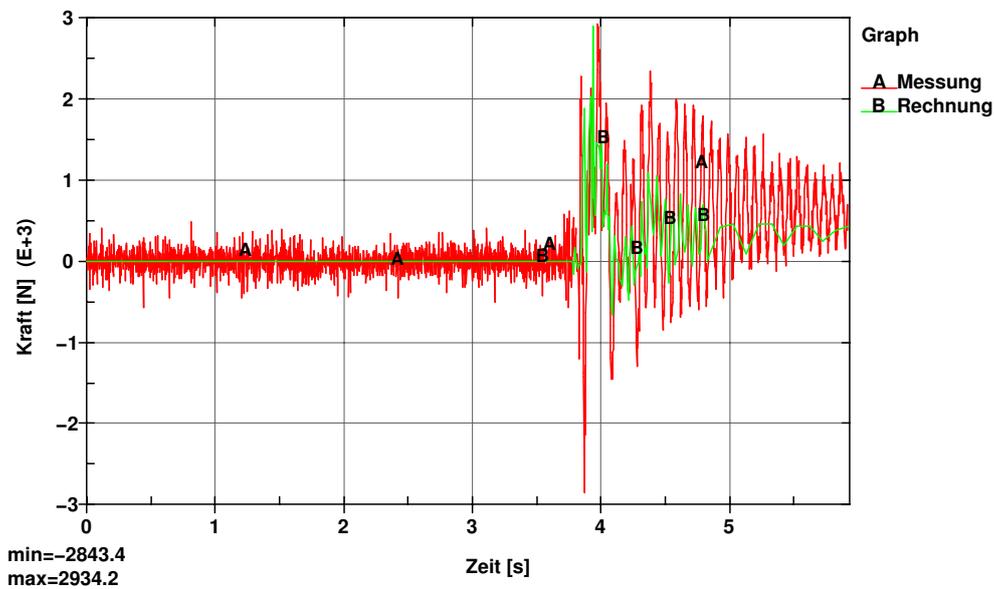


Abb. 9.29: Zeitlicher Verlauf der Normalkraft im Verbindungsblech 2

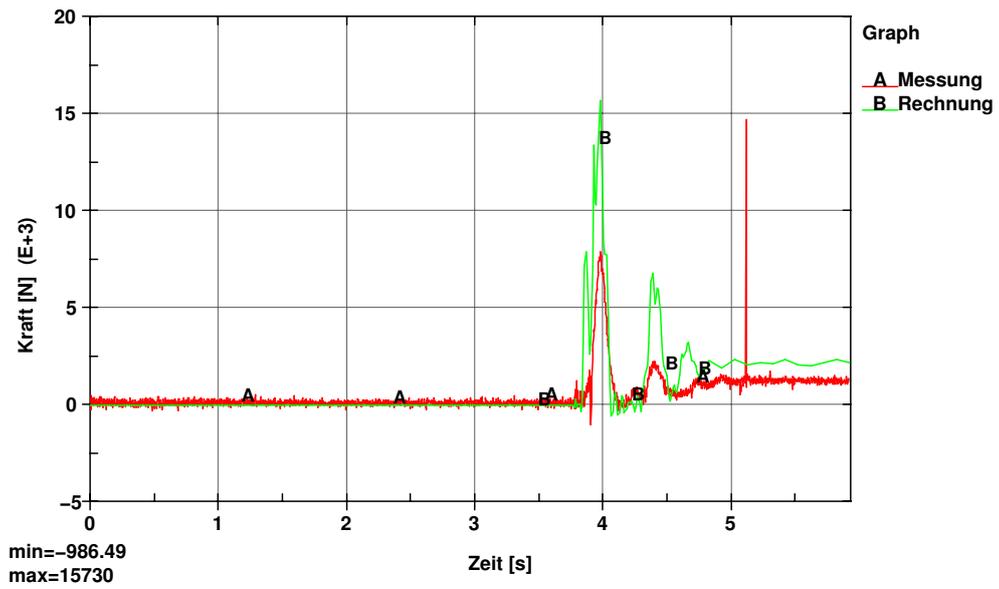


Abb. 9.30: Zeitlicher Verlauf der Normalkraft im Verbindungsblech 3

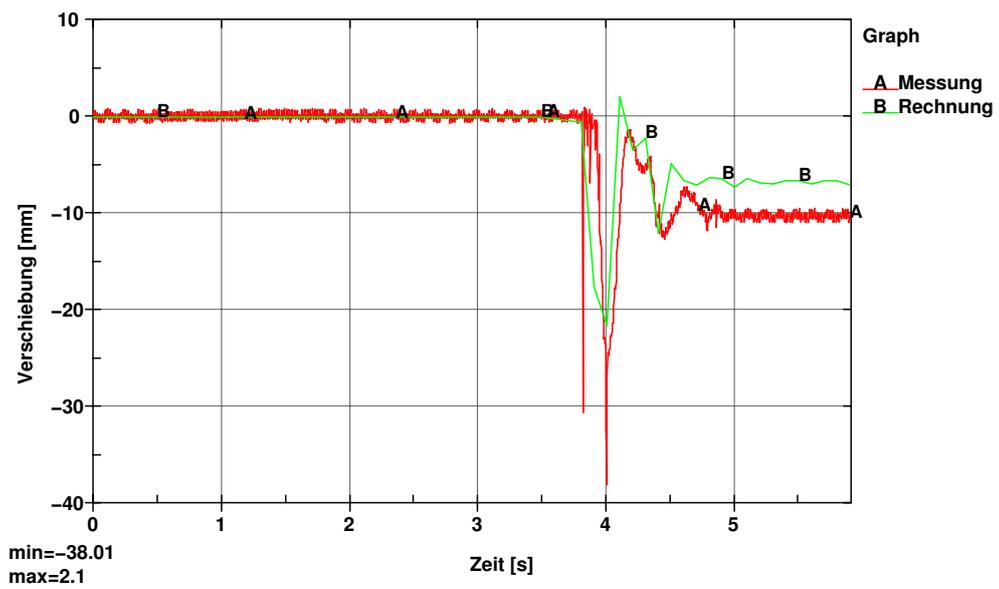


Abb. 9.31: Zeitlicher Verlauf der Verschiebung der Durchschiebung

9.7 Bewertung der Versuchsergebnisse

Die Mess- und Berechnungsergebnisse wurden für folgende Größen miteinander verglichen:

1. Kontaktkraft zwischen Ladeinheit und Durchschubsicherung
2. Kräfte in den Verbindungsblechen
3. Verschiebung der Durchschubsicherung
4. Normalspannungen in der Durchschubsicherung

Die Auswertung zeigt eine für hochdynamische Stoßvorgänge ausgezeichnete Übereinstimmung von Messung und Berechnung. Die geringen Differenzen lassen sich auf geometrische Abweichungen von Finite Elemente Modell und der realen Struktur, Abweichungen in den Materialgesetzen und Reibbeiwerten sowie auf Messungenauigkeiten zurückführen. Die Versuche belegen die Richtigkeit der Modellbildung und der Lastannahmen für die Berechnung des Anfahrens der Durchschubsicherung. Die hier vorgestellte Berechnungsmethode erweist sich als ein zuverlässiges Werkzeug zur Berechnung der dynamischen Belastungen von Hochregallagern.

10 Zusammenfassung und Ausblick

Regalbediengeräte und Regale treten bei jedem Ein- und Auslagerungsvorgang miteinander in Wechselwirkung. Das Positionieren der Ladeinheit am Lagerplatz wird dabei durch geeignete sensorische Einrichtungen am Regalbediengerät überwacht. Der Einlagerungsvorgang wird erst freigegeben, wenn die sog. *Fach-Belegt Erkennung* keine Ladeinheit im Regalfach feststellt. Im Falle eines Ausfalls der Fach-Belegt Erkennung wird eine Ladeinheit an einem Regalplatz eingelagert, an dem sich bereits eine Ladeinheit befindet. Die Kollision zwischen den Ladeinheiten wird unvermeidlich. Die Ladeinheit im Regal wird gegen die Durchschubsicherung geschoben, die wiederum an den Stützen des Regals befestigt ist. Dieses Fehlverhalten des Regalbediengerätes kann die Regalstützen ausserordentlich hoch belasten. Hinzu kommt noch die gestiegene Einlagerungsgeschwindigkeit der Teleskopgabeln in den letzten Jahren. Während im Jahr 2002 die maximal erreichbare Endgeschwindigkeit der Teleskopgabeln noch 0,7 m/s betrug, wurden im Jahr 2010 Maschinen ausgeliefert, die Endgeschwindigkeiten von 1,1 m/s realisieren.

Im Regalbau setzt sich die Verwendung von gewichtsoptimierten, dünnwandigen offenen Profilen für die Regalstützen, Palettenträger und Diagonalaussteifungen immer mehr durch. Sie besitzen in ihrer Hauptbelastungsrichtung zwar sehr hohe Steifigkeitswerte, sind aber aufgrund des zum Schwerpunkt versetzten Schubmittelpunktes anfällig gegenüber Querkraft- und Torsionsbeanspruchungen. Mit ihrer geringen Wandstärke bieten sie nur wenig Widerstand bei einer Kollision mit dem Regalbediengerät oder einer Ladeinheit. Die Praxis zeigt, dass eine Kollision zu enormen Schäden bis hin zum Kollaps des gesamten Systems führen kann.

Deshalb ist die Zielsetzung dieser Arbeit die Entwicklung von dynamischen Berechnungsmodellen zur Beschreibung der stoßartigen Belastungen, die bei den Vorgängen

- Anfahren der Durchschubsicherung
- Unsanftes Absetzen einer Ladeinheit
- Durchfallen von Ware auf die darunter liegende Ebene

in Regale eingeleitet werden.

Die Berechnungen werden mit der Methode der Finiten Elemente durchgeführt. Als Berechnungswerkzeug dient das Crash-Simulationsprogramm LS-DYNA. Es wird von LSTC entwickelt und hat sich vielfach in der Automobilindustrie bewährt.

Die Szenarien *Anfahren der Durchschubsicherung* und *unsanftes Absetzen einer Ladeinheit* wurden für zwei Regale unterschiedlicher Bauweise und statischer Auslegung untersucht:

- Regal in Silobauweise, 36 m Höhe, Auslegung nach RMI [RMI-05]

- Freistehendes Regal, 14 m Höhe, Auslegung nach prEN 15512 [prEN15512]

Die dynamische Berechnung des *Anfahrens der Durchschubsicherung* ergab, dass sich die Durchschubsicherung beim Anfahrvorgang immer plastisch verformt. Für das freistehende Regal und die meisten Ebenen für das Regal in Silobauweise ist die Verformung jedoch klein genug, um die Ladeeinheit vom Absturz in die darunter liegende Ebene abzuhalten. Beim Regal in Silobauweise kann der Absturz in den Ebenen 1 bis 4 sowie 9 und 11 nicht verhindert werden. Die nach prEN 528 dimensionierte Durchschubsicherung erfüllt also ihre Aufgabe in manchen Fällen nicht. Die Ursache liegt im pauschalen statischen Lastansatz der Norm zur Beschreibung dynamischer Vorgänge.

Die Ergebnisse des Szenarios Anfahrens der Durchschubsicherung wurden für den Regelfall bei der Einlagerung einer Ladeeinheit bestimmt. Um Einblicke in die Regalbelastung aufgrund sich ändernder Randbedingungen zu gewinnen, wurden die vier charakteristischen Parameter

- Einlagerungsgeschwindigkeit der Teleskopgabeln
- Masse der einzulagernden Ladeeinheit
- Masse der Ladeeinheit im Regal
- Grenzkraft der Rutschkupplung

ausgewählt und deren Einfluss bei Variation zwischen festen Grenzen untersucht. Das Ziel war die Bestimmung des maßgebenden Einflussparameters auf die Regalbelastung. Für das freistehende Regal sowie für das Regal in Silobauweise wurde die Einlagerungsgeschwindigkeit der Teleskopgabeln als maßgebender Einflussparameter für die Regalbelastung festgestellt. Im Falle des freistehenden Regals sind die Verformungen der Durchschubsicherung gerade noch klein genug, um die Ladeeinheit vom Absturz in die darunter liegende Ebene abzuhalten. Beim Regal in Silobauweise weist die Durchschubsicherung ab einer Geschwindigkeit von größer 1,1 m/s derart große Verformungen auf, dass der Absturz der Ladeeinheit in die darunter liegende Ebene unvermeidbar ist.

Im nationalen Vorwort der Norm prEN 528 wird die sog. *Vermutungswirkung* ausgerufen. Das bedeutet, dass der Anwender dieser Norm davon ausgehen kann, die von der Norm behandelten Anforderungen der EU-Maschinenrichtlinie zu erfüllen. Die Ergebnisse dieser Arbeit haben gezeigt, dass die Durchschubsicherung das Durchschieben der Ware in die nächste Regalgasse in allen Ebenen der untersuchten Regale verhindern kann. Bei zu großen Verformungen der Durchschubsicherung ist es aber möglich, dass die Ladeeinheit über den Palettenträger geschoben werden kann. Ladegut, das nicht ausreichend auf der Palette gesichert ist, droht in die darunter liegende Ebene und damit auch in die Regalgasse zu stürzen. Eine Gefährdung von Personal durch herunterfallende Ware ist somit gegeben. Vor diesem Hintergrund ist die Einhaltung der EU-Maschinenrichtlinie sicherlich kritisch zu sehen.

Die Untersuchung des unsanften Absetzens einer Ladeeinheit ergab, dass sich bei diesem Szenario weder die Regalstützen noch die Palettenträger plastisch verformen. Aus den Vergleichsspannungen wurde für die Palettenträger der Dynamikbeiwert als Quotient der maximal auftretenden Vergleichsspannung und der statischen Vergleichsspannung im ausgeschwungenen Zustand berechnet. Die Dynamikbeiwerte liegen beim freistehenden Regal

nahe am Wert 1,25, den die Normen für das unsanfte Absetzen angeben. Dagegen zeigen sich beim Regal in Silobauweise deutlich größere Abweichungen. Bei ihm liegen die Dynamikbeiwerte der Palettenträger zwischen 1,13 und 1,78. Damit wird deutlich, dass sich der beim Regal in Silobauweise schwingungstechnisch komplexe Vorgang des unsanften Absetzens einer Ladeinheit schlechter durch einen pauschalen Dynamikbeiwert erfassen lässt als beim einfach strukturierten freistehenden Regal.

Das Durchfallen von Ware auf die darunter liegende Ebene wurde exemplarisch für das Regal in Silobauweise in der untersten Ebene durchgeführt. Ein Versagen der Regalstruktur konnte bei diesem Szenario nicht beobachtet werden. Der Palettenträger wird jedoch so stark plastisch verformt, dass er ausgetauscht werden muss.

Durch die aufwändige Modellbildung und langen Rechenzeiten bei dynamischen Analysen entsteht der Wunsch, mit einem analytischen Modell die Belastung des Regals und der Durchschubsicherung abschätzen zu können. In dieser Arbeit wird eine Lösung erarbeitet, die auf Kenngrößen des Regals und des Regalbediengerätes beruhen, die leicht durch eine statische Finite Elemente Modellierung ermittelt werden können. Die Dynamik der Stoßvorgänge wird mit einem analytischen Modell abgebildet, das auf einer Energiebetrachtung basiert. Das Ergebnis ist eine Abschätzung der Verformung von Regal und Durchschubsicherung sowie der eingeleiteten Kräfte. Das entwickelte Berechnungsverfahren wurde für das freistehende Regal und das Regal in Silobauweise getestet. Es liefert eine gute Abschätzung der dynamischen Belastungen, die auf der sicheren Seite liegen.

Um die Berechnungsmethode für das Anfahren der Durchschubsicherung zu verifizieren, wurden Messungen an der Versuchsanlage durchgeführt. Das Ziel der Messungen war die Bestimmung der

- Kontaktkraft zwischen Ladeinheit und Durchschubsicherung
- Kräfte in den Verbindungsblechen
- Verschiebung der Durchschubsicherung
- Normalspannungen in der Durchschubsicherung

für eine repräsentative Auswahl von Beladungszuständen im linken und mittleren Regalfach. Bei den Versuchen kamen Dehnmessstreifen, Dehnmessrosetten, Kraftmessdosen und ein Seilzugwegaufnehmer zum Einsatz. Die Auswertung zeigt eine für hochdynamische Stoßvorgänge ausgezeichnete Übereinstimmung von Messung und Berechnung. Dies belegt die Richtigkeit der Modellbildung und der Lastannahmen für die Berechnung des Anfahrens der Durchschubsicherung. Die in dieser Arbeit erarbeitete Berechnungsmethode erweist sich somit als ein zuverlässiges Werkzeug zur Berechnung der dynamischen Belastungen von Hochregallagern.

Alle Untersuchungen in dieser Arbeit wurden mit starren Ladeeinheiten, die in guter Näherung eine Gitterbox repräsentieren, durchgeführt. Weiterführende Forschungen könnten sich mit dem Einfluss der Art und des Aufbaus der Ladeinheit auf die dynamischen Regalbelastungen befassen.

Diese Arbeit hat gezeigt, dass mit einem analytischen Näherungsansatz das Anfahren der Durchschubsicherung sehr viel besser beschrieben werden kann als mit den pauschalen Ansätzen der Normen. Solche Entwicklungen könnten auch für andere dynamische Belastungen, beispielsweise das unsanfte Absetzen einer Ladeinheit, durchgeführt werden.

Anhang

10.1 Einflussparameter für die Regalbelastung des freistehenden Regals

Die folgenden Diagramme zeigen die Verläufe der maximal aufgetretenen Spannungen und plastischen Dehnungen bei Variation eines Einflussparameters. Sie vervollständigen die Ergebnisse aus Kapitel 7. Die Einflussparameter lauten mit den Bereichen ihrer Variation im einzelnen

- Einlagerungsgeschwindigkeit: 0,1 m/s ... **0,65 m/s** (Freistehendes Regal)
- Einlagerungsgeschwindigkeit: 0,1 m/s ... **0,87 m/s** ... 1,5 m/s (Silobauweise)
- Grenzkraft der Rutschkupplung: 2 kN ... **6 kN** ... 8 kN
- Masse der Ladeinheit des Regalbediengerätes: 0,2 to ... **1,0** to ... 1,2 to
- Masse der Ladeinheit des Regals: 0,2 to ... **1,0** (Freistehendes Regal)
- Masse der Ladeinheit des Regals: 0,2 to ... **0,8** (Silobauweise)

Der farbig gekennzeichnete Wert ist der Ausgangswert, der den Rechnungen in Kapitel 4 zugrunde gelegt wurde. Die folgenden Rechenergebnisse zeigen die Auswirkung des jeweiligen Einflussparameters bei seiner Variation. In allen Berechnungen wird immer nur eine Einflussgröße variiert. Die restlichen werden in ihrem Ausgangswert beibehalten. Beide Regale werden für ihre ungünstigste Stelle in der ersten Einlagerungsebene untersucht. Es werden die Anfahrpositionen im Regalfach Mitte und links miteinander verglichen. Die Durchschubsicherung U100x50x6 wird nicht variiert.

10.1.1 Variation des Einflussparameters: Masse der Ladeinheit im Regal

Die Belastung der Durchschubsicherung zeigt Abb. 10.1 und Abb. 10.2. Im gesamten Variationsbereich dieses Parameters tritt eine plastische Verformung für die Anfahrpositionen Mitte und links im Regalfach auf. Dabei zeigte sich, dass leichte Ladeeinheiten beim Stoß mit den Teleskopgabeln des Regalbediengerätes besonders stark und ruckartig in Richtung Durchschubsicherung beschleunigt werden. Die Modellbildung der Ladeeinheiten als starre Körper erweist sich in diesem Fall als nicht vorteilhaft. Die hervorstehenden Teleskopgabeln stoßen weit unterhalb des Schwerpunkts der Ladeinheit im Regal an und verursachen ein Kippen der Ladeinheit nach hinten in Richtung Regalbediengerät. Die Ladeinheit im

Regal trifft nach mehreren kurzen Stößen mit der Ladeinheit am Regalbediengerät nicht gleichmäßig mit ihrer gesamten Stoßfront an die Durchschubsicherung. Die Kanten der starren Ladeinheit drücken sich in die Durchschubsicherung und verursachen so hohe lokale plastische Dehnungen. Die Ladeinheit im Regal wird trotzdem vom Absturz in die darunter liegende Ebene abgehalten.

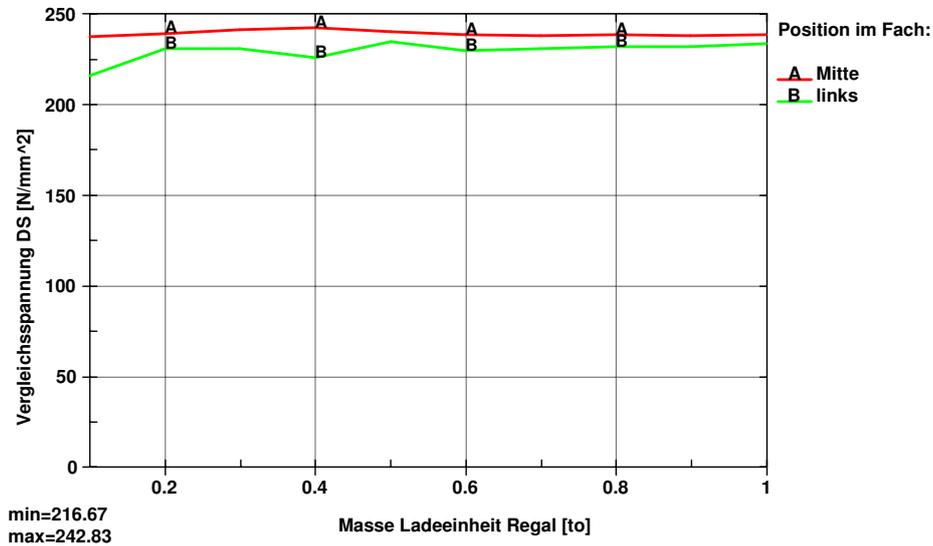


Abb. 10.1: Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Masse der Ladeinheit im Regal

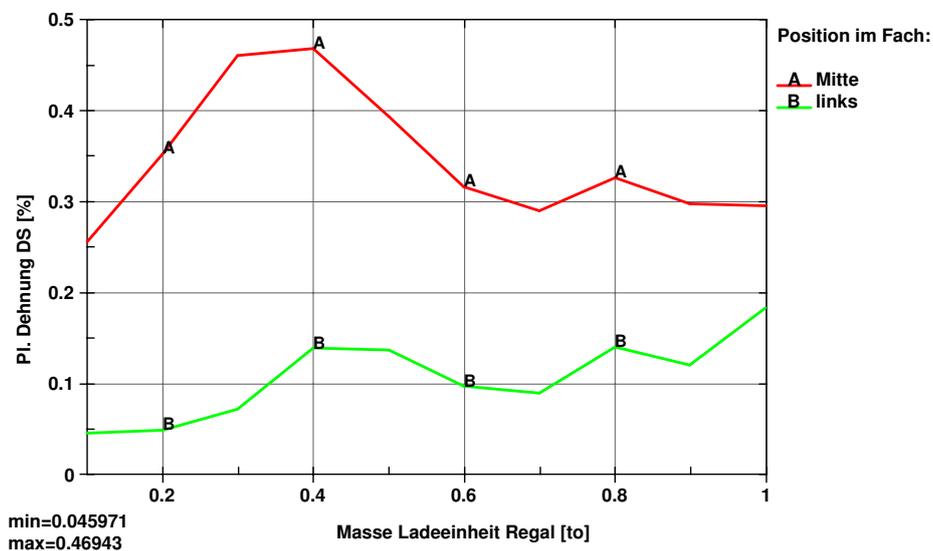


Abb. 10.2: Plastische Dehnung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Masse der Ladeinheit im Regal

Die Belastung der Regalstützen zeigt Abb. 10.3 und Abb. 10.4. Ein Verlust der Stabilität des Gesamtsystems konnte trotz der aufgetretenen plastischen Verformungen in den Regalstützen in keiner Rechnung beobachtet werden.

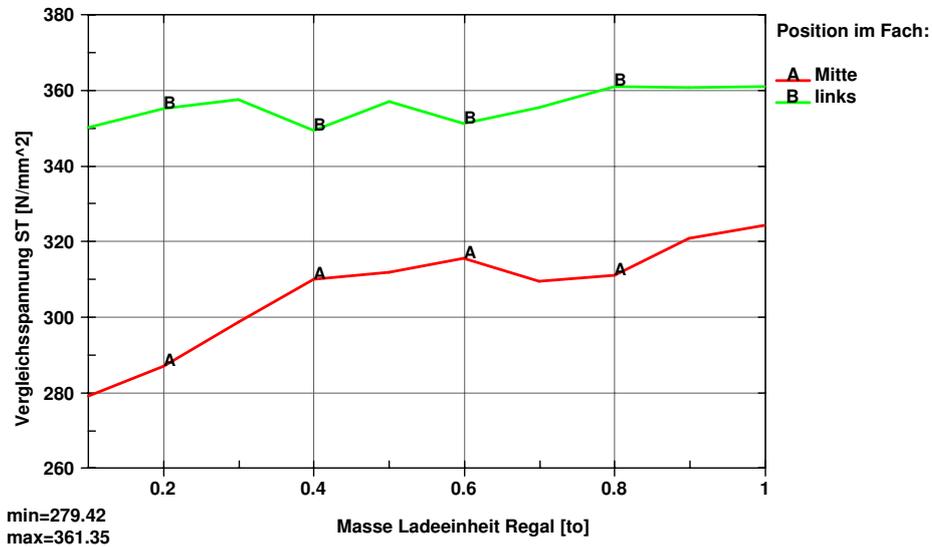


Abb. 10.3: Vergleichsspannung in der Stütze, angetragen über der Masse der Ladeinheit im Regal

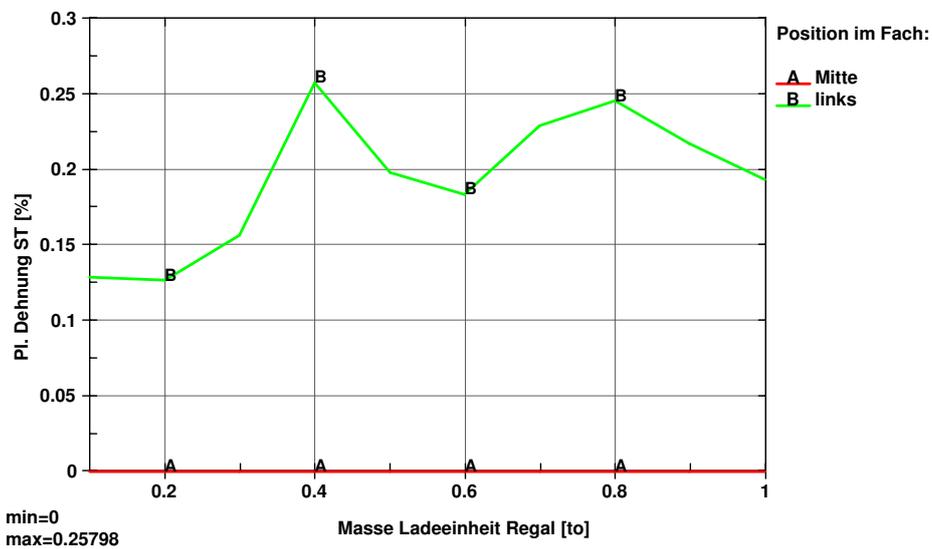


Abb. 10.4: Plastische Dehnung in der Stütze, angetragen über der Masse der Ladeinheit im Regal

10.1.2 Variation des Einflussparameters: Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät

Die Belastung der Durchschubsicherung zeigt Abb. 10.5 und Abb. 10.6. Die plastische Verformung steigt mit zunehmender Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät. Die Durchschubsicherung kann das Durchfallen der Ladeinheit verhindern.

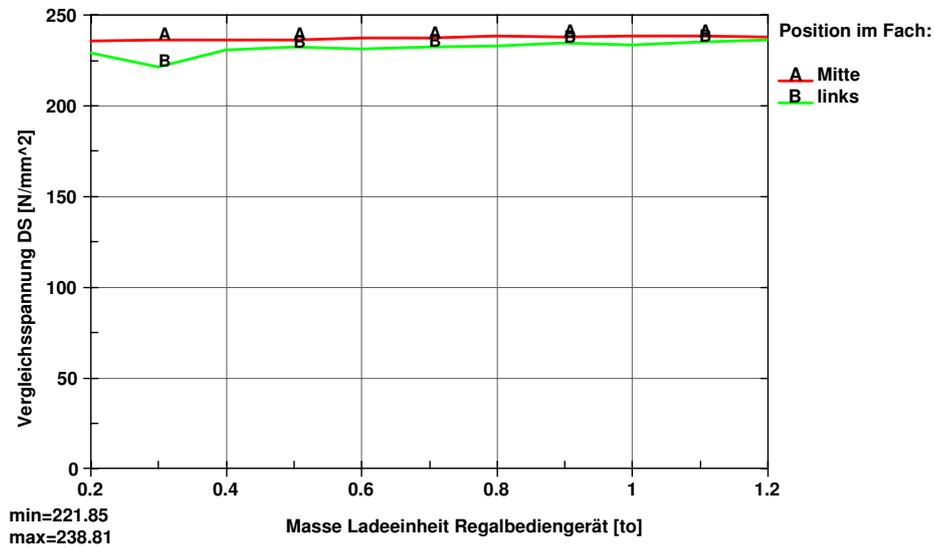


Abb. 10.5: Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät

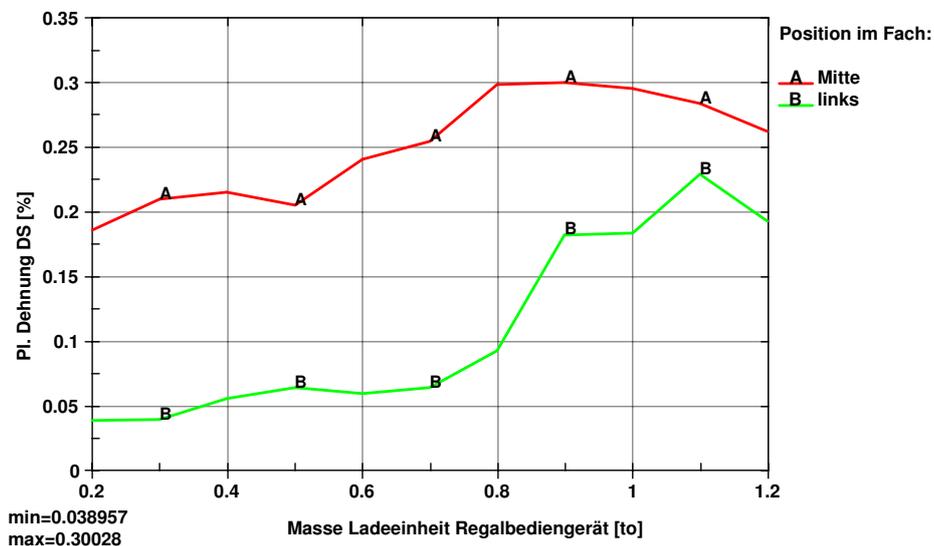


Abb. 10.6: Plastische Dehnung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät

Die Belastung der Regalstützen zeigt Abb. 10.7 und Abb. 10.8. Sie steigt näherungsweise

linear mit der Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät. Ein Verlust der Stabilität des Gesamtsystems konnte trotz der aufgetretenen plastischen Verformungen in keiner Rechnung beobachtet werden.

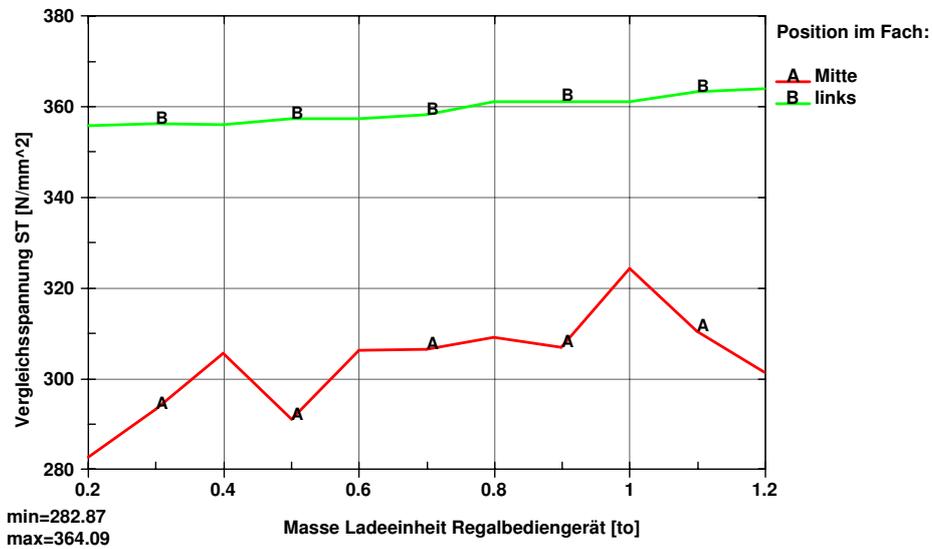


Abb. 10.7: Vergleichsspannung in der Stütze, angetragen über der Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät

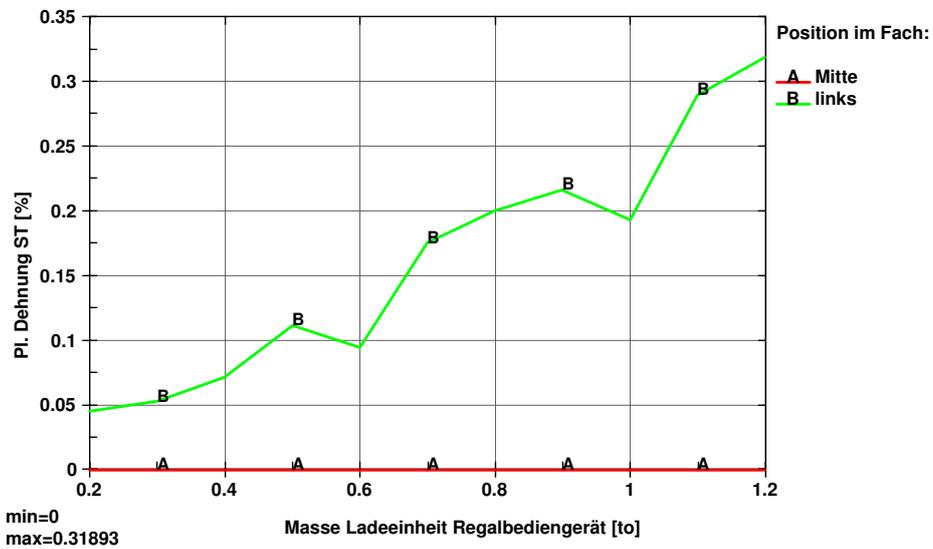


Abb. 10.8: Plastische Dehnung in der Stütze, angetragen über der Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät

10.1.3 Variation des Einflussparameters: Rutschkupplung

Die Belastung der Durchschubsicherung zeigt Abb. 10.9 und Abb. 10.10. Im gesamten Variationsbereich dieses Parameters treten plastische Verformungen auf. Sie steigen näherungsweise linear mit zunehmender Höhe der Grenzkraft der Rutschkupplung.

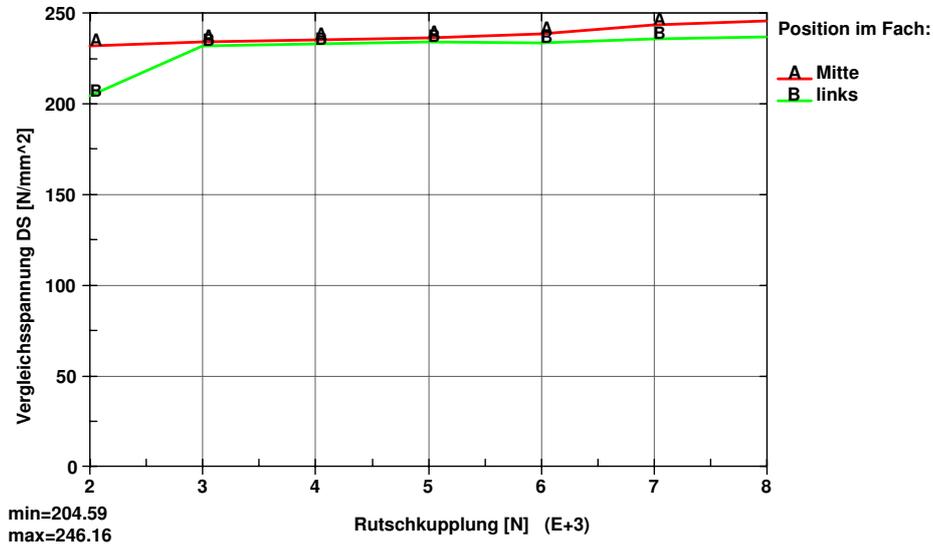


Abb. 10.9: Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Grenzkraft der Rutschkupplung

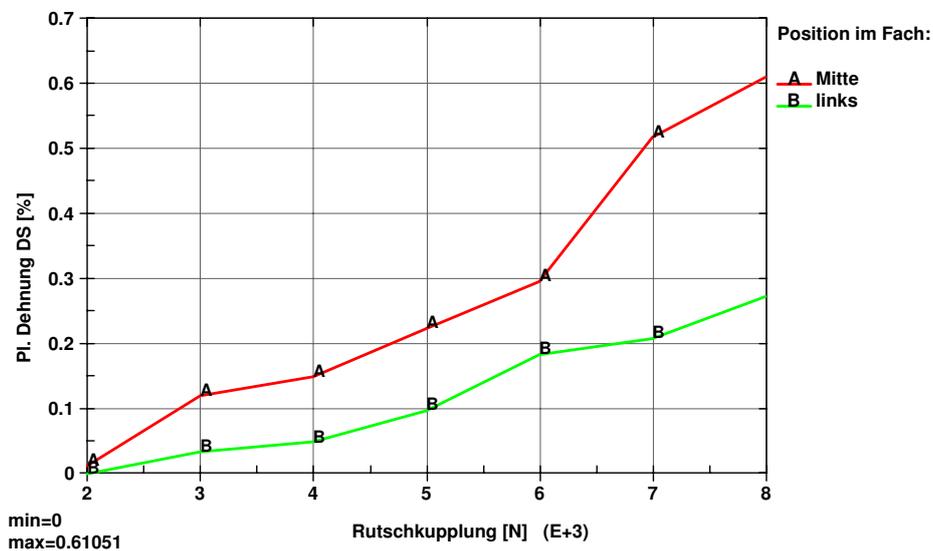


Abb. 10.10: Plastische Dehnung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Grenzkraft der Rutschkupplung

Die Belastung der Regalstützen zeigt Abb. 10.11 und Abb. 10.12. Sie steigt ebenso näherungsweise linear mit zunehmender Höhe der Grenzkraft der Rutschkupplung. Ein Verlust

der Stabilität des Gesamtsystems konnte in keiner Rechnung beobachtet werden.

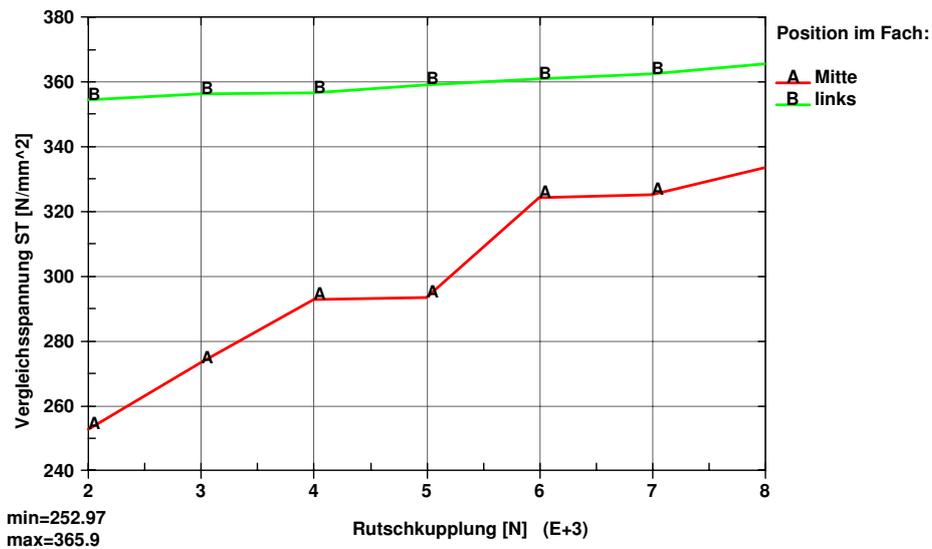


Abb. 10.11: Vergleichsspannung in der Stütze, angetragen über der Grenzkraft der Rutschkupplung

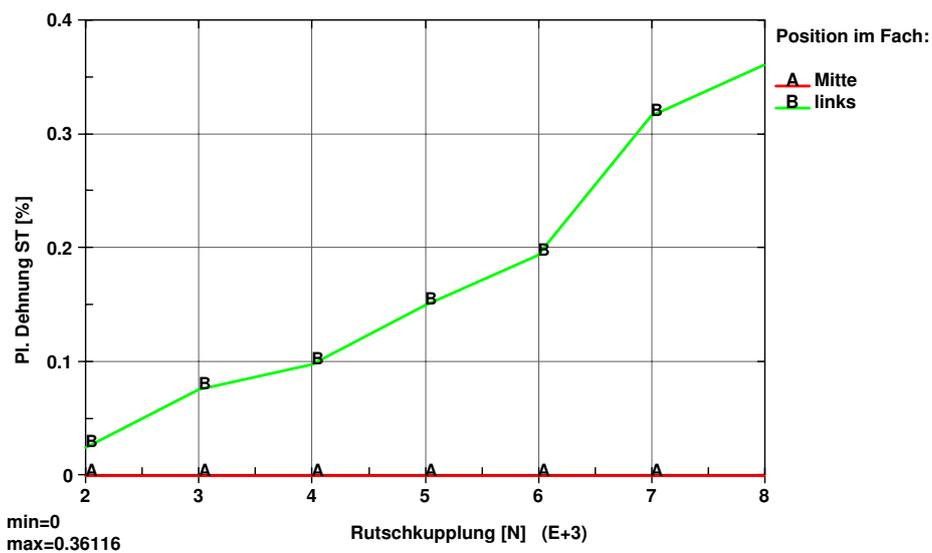


Abb. 10.12: Plastische Dehnung in der Stütze, angetragen über der Grenzkraft der Rutschkupplung

Die Regalbelastung aufgrund des Einflussparameters der Rutschkupplung ist nicht unerheblich. Die Werte der plastischen Dehnung in Durchschubsicherung und Regalstütze liegen bereichsweise über denen des Einflussparameters der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln.

10.2 Einflussparameter für die Regalbelastung des Regals in Silobauweise

Die folgenden Diagramme zeigen in gleicher Weise die Verläufe der maximal aufgetretenen Spannungen und plastischen Dehnungen bei Variation eines Einflussparameters. Sie vervollständigen die Ergebnisse aus Kapitel 7.

10.2.1 Variation des Einflussparameters: Masse der Ladeinheit im Regal

Im gesamten Variationsbereich dieses Parameters tritt eine plastische Verformung für die Anfahrpositionen Mitte und links im Regalfach auf (siehe Abb. 10.13 und Abb. 10.14). Im Falle des Regals in Silobauweise haben die Untersuchungen in Kapitel 7 gezeigt, dass die Durchschubsicherung bei Anfahrpositionen in Fachmitte ab einer plastischen Dehnung von $> 0,6\%$ nicht mehr in der Lage ist, die Ladeeinheit im Regal vom Absturz in die darunter liegende Ebene abzuhalten. Diese Grenze wird nahezu im gesamten Variationbereich dieses Einflussparameters überschritten.

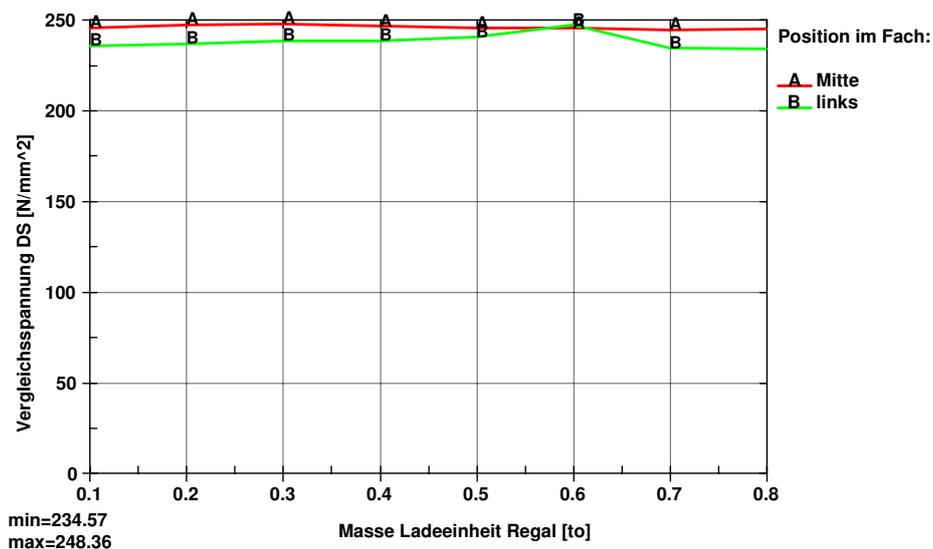


Abb. 10.13: Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Masse der Ladeinheit im Regal

Der überhöhte Wert der plastischen Dehnung in Abb. 10.14 beim Abszissenwert von 0,6 to ist keinem physikalischen Effekt zuzuordnen. Vielmehr sind hier die gleichen Gründe wie im Falle des freistehenden Regals zu nennen, dass starre leichte Ladeeinheiten bei Stößen mit sehr viel schwereren Massen unerwartet hohe Geschwindigkeiten erreichen können. Der Stoß der Ladeinheit im Regal mit der Durchschubsicherung kann unerwartet hoch ausfallen.

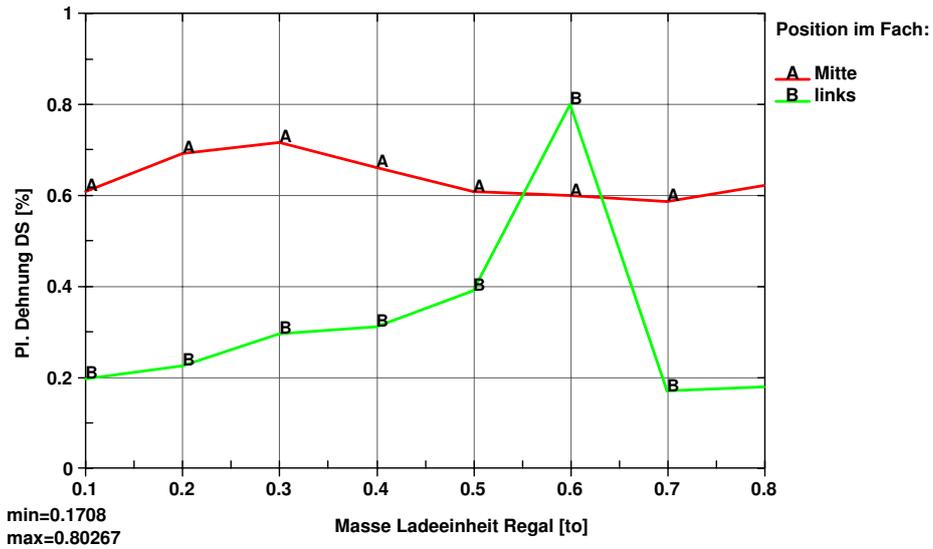


Abb. 10.14: Plastische Dehnung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Masse der Ladeinheit im Regal

Die Belastung der Regalstützen zeigt Abb. 10.15 und Abb. 10.16. Eine plastische Dehnung in den Regalstützen ist nicht vorhanden. Ein Verlust der Stabilität des Gesamtsystems konnte in keiner Rechnung beobachtet werden.

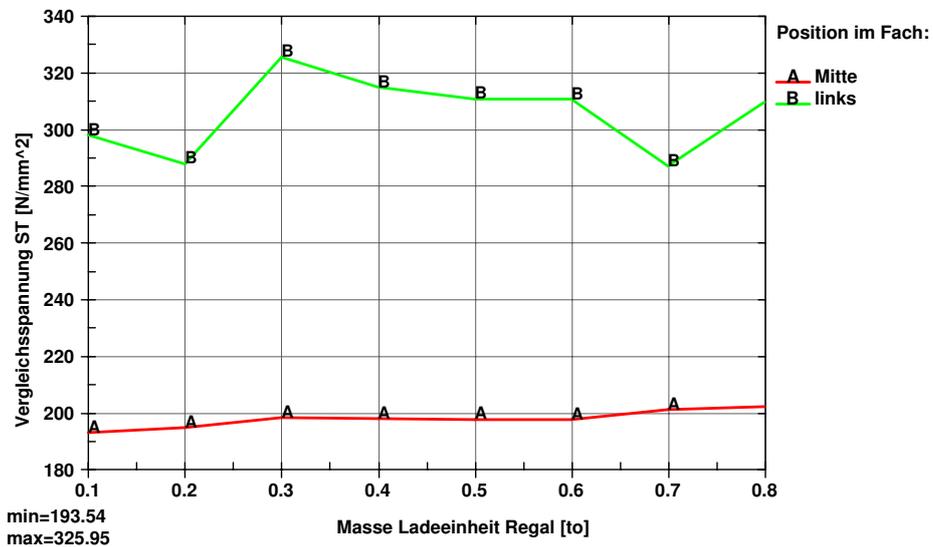


Abb. 10.15: Vergleichsspannung in der Stütze, angetragen über der Masse der Ladeinheit im Regal

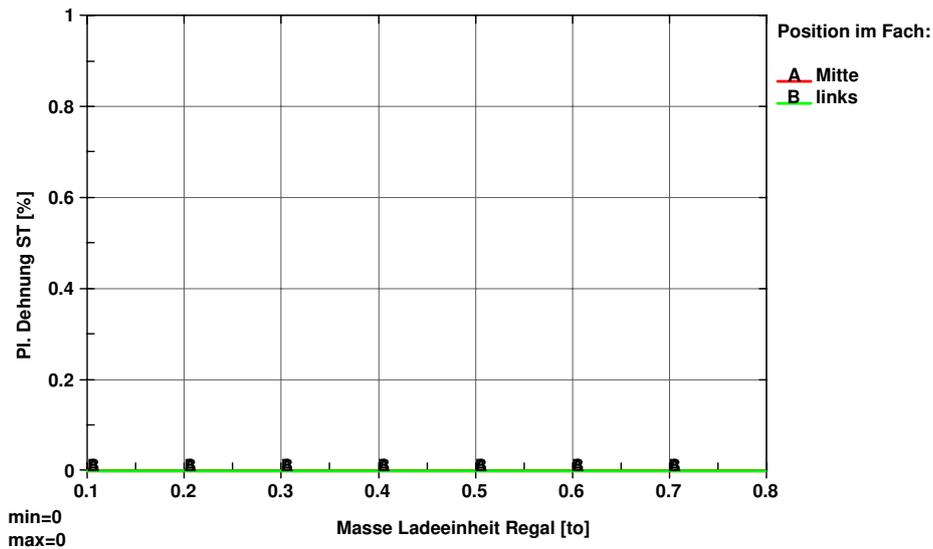


Abb. 10.16: Plastische Dehnung in der Stütze, angetragen über der Masse der Ladeinheit im Regal

10.2.2 Variation des Einflussparameters: Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät

Die Belastung der Durchschubsicherung zeigt Abb. 10.17 und Abb. 10.18. Für Anfahrpositionen in der Mitte des Regalfaches steigt sie in guter Näherung linear mit zunehmender Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät an.

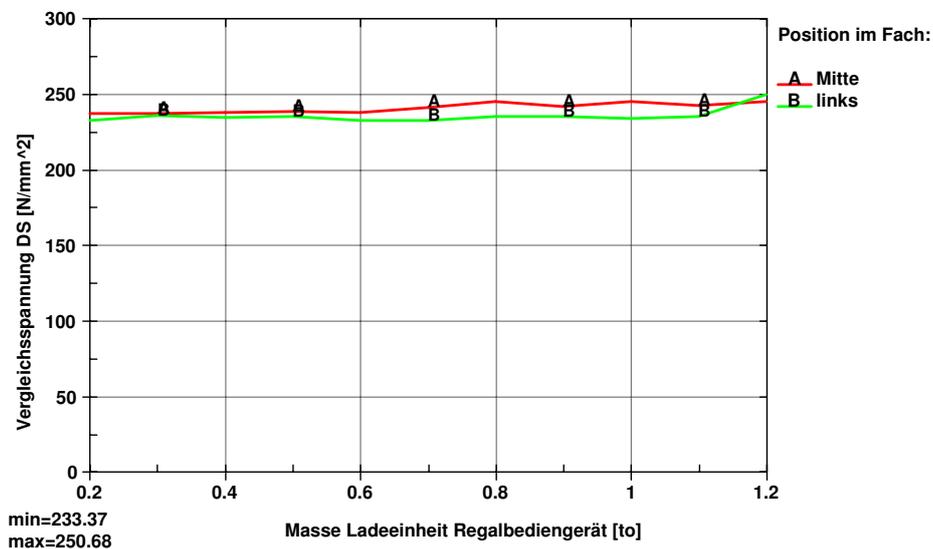


Abb. 10.17: Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät

Die Vergleichsspannung in den Regalstützen ist für Anfahrpositionen in Regalfachmitte nahezu über den ganzen Bereich der Variation konstant (siehe Abb. 10.19). Bei Anfahrpo-

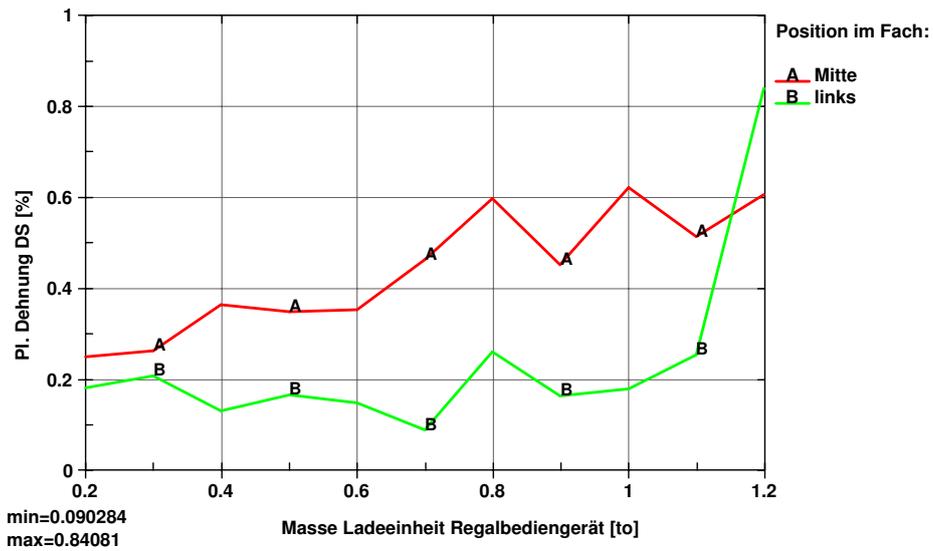


Abb. 10.18: Plastische Dehnung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät

sitionen im Regalfach links steigt sie mit zunehmender Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät an. Die Regalstützen sind zu keinem Zeitpunkt einer plastischen Verformung ausgesetzt (siehe Abb. 10.20). Ein Knicken von Trägern konnte nicht beobachtet werden.

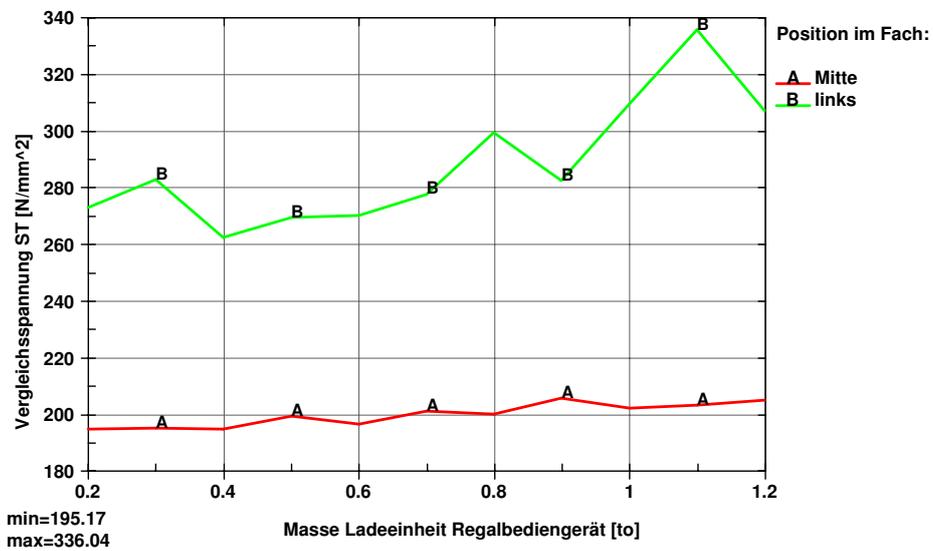


Abb. 10.19: Vergleichsspannung in der Stütze, angetragen über der Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät

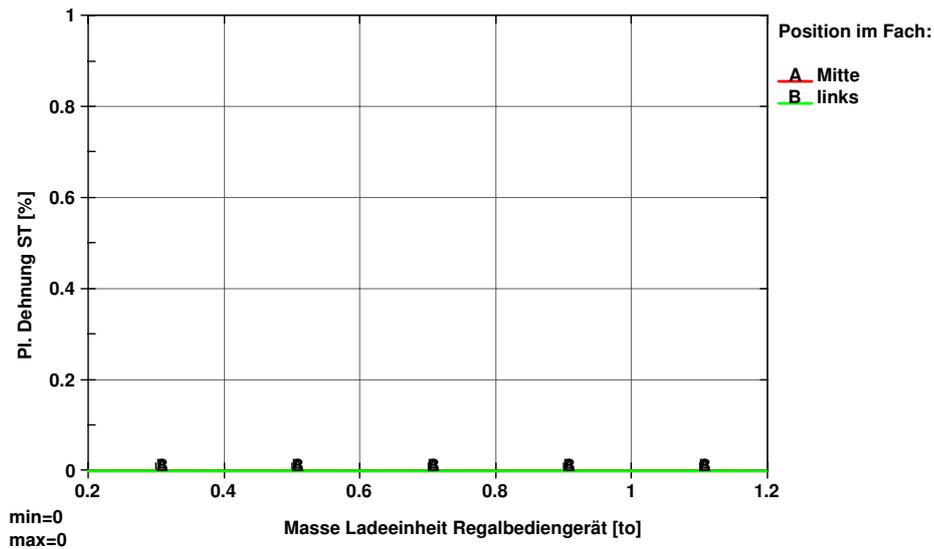


Abb. 10.20: Plastische Dehnung in der Stütze, angetragen über der Masse der Ladeeinheit am Regalbediengerät

10.2.3 Variation des Einflussparameters: Rutschkupplung

Abb. 10.21 und Abb. 10.22 zeigen die Belastung der Durchschubsicherung. Sie steigt für beide Anfahrpositionen im Regalfach näherungsweise linear mit zunehmender Grenzkraft der Rutschkupplung. Die Ladeeinheit kann unterhalb der Grenzkraft der Rutschkupplung von 6 kN gerade noch vom Absurz in die darunter liegende Ebene abgehalten werden.

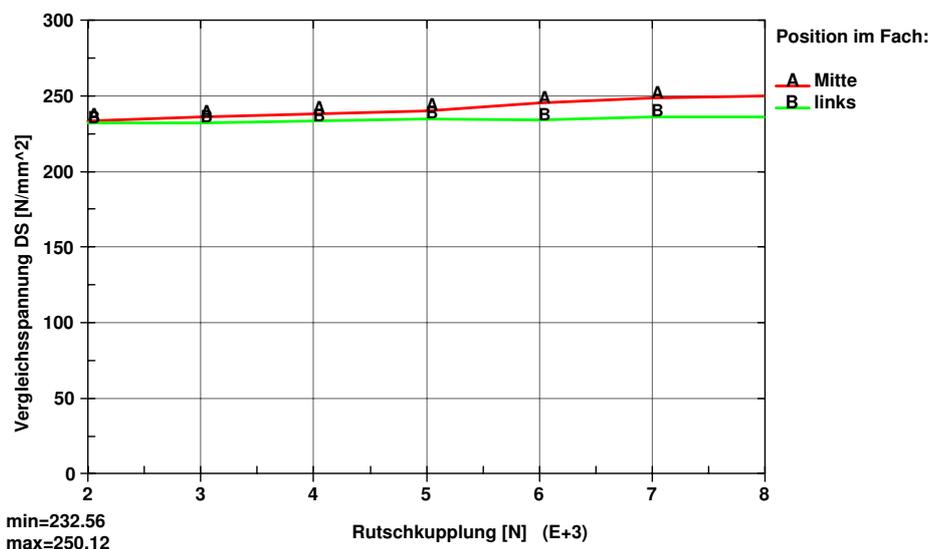


Abb. 10.21: Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Grenzkraft der Rutschkupplung

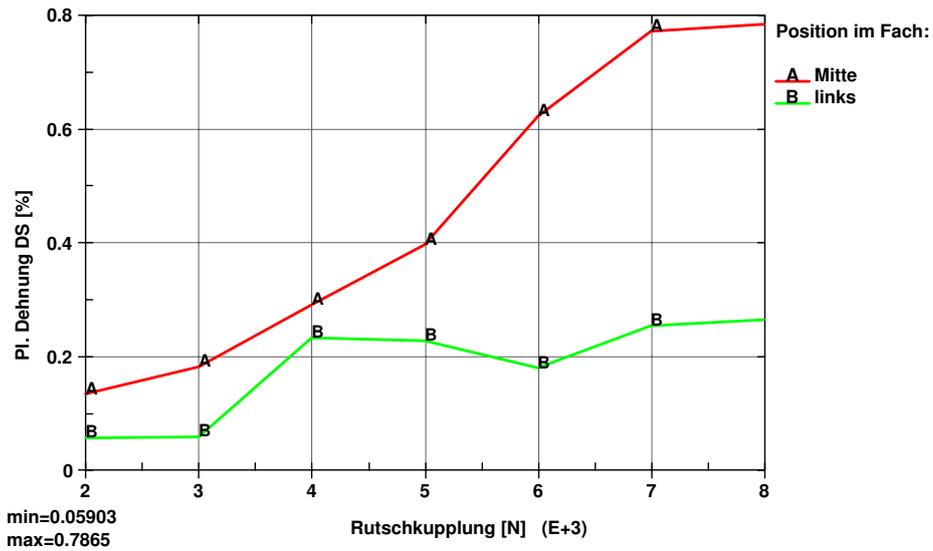


Abb. 10.22: Plastische Dehnung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Grenzkraft der Rutschkupplung

Die Belastung der Regalstützen zeigt Abb. 10.23 und Abb. 10.24. Eine plastische Dehnung ist nicht vorhanden. Ein Verlust der Stabilität des Gesamtsystems konnte in keiner Rechnung beobachtet werden.

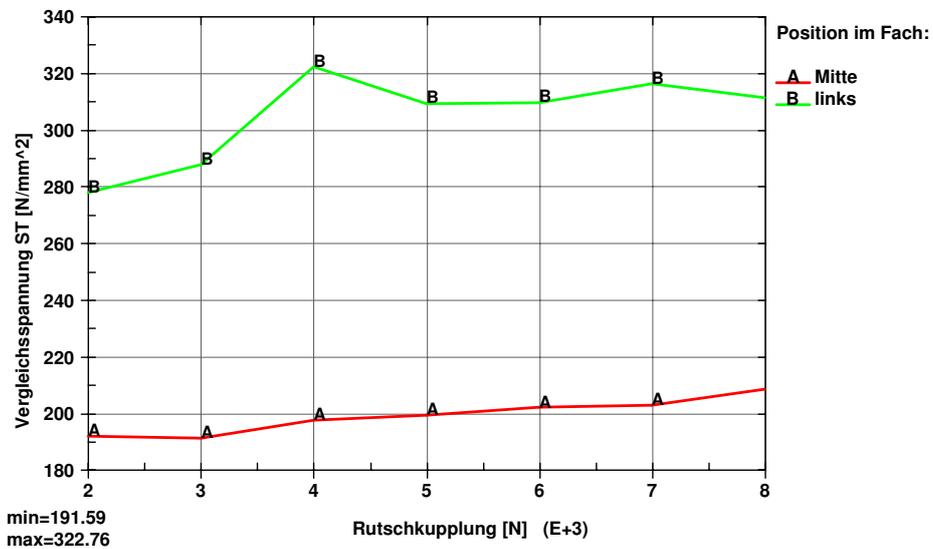


Abb. 10.23: Vergleichsspannung in der Stütze, angetragen über der Grenzkraft der Rutschkupplung

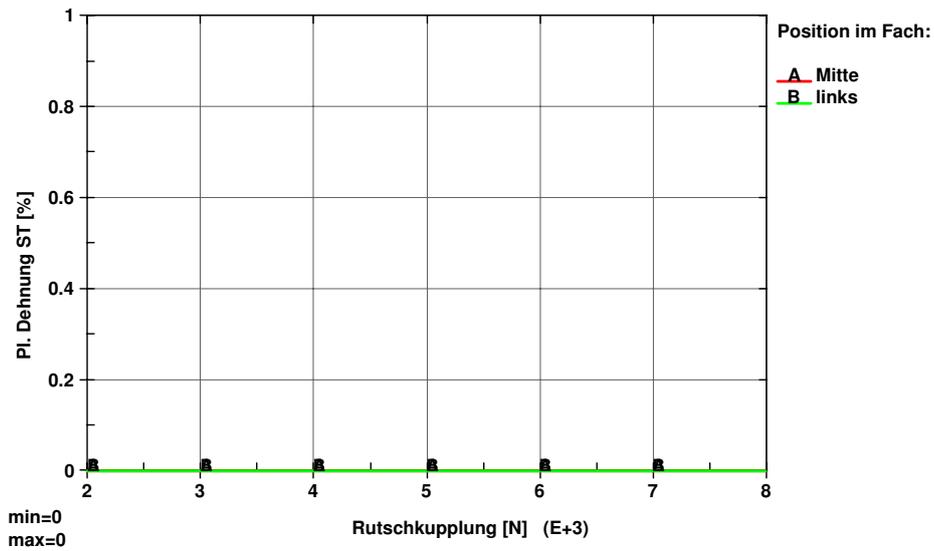


Abb. 10.24: Plastische Dehnung in der Stütze, angetragen über der Grenzkraft der Rutschkupplung

Ein Vergleich der Rechenergebnisse des Einflussparameters der Rutschkupplung mit denen des Einflussparameters der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln zeigt, dass die Belastung von Durchschubsicherung und Regal in beiden Fällen sehr hoch ist. Ihre Aufgabe, die Ladeinheit vom Absturz in die darunter liegende Ebene abzuhalten, kann sie bei zu hoher Wahl dieser beiden Parameter kaum erfüllen.

10.3 Die Gleichungen der Biegelinie für einen auf Federn gelagerten Balken

Die Durchschubsicherung kann als Ein- oder Mehrfeldträger ausgeführt werden. Als Einfeldträger ist sie ein statisch bestimmtes, als Mehrfeldträger ein statisch unbestimmtes System. Der Aufwand zur Berechnung der Steifigkeit des Gesamtsystems ist bei statisch unbestimmter Lagerung höher als bei statisch bestimmter. Wird das Gesamtsystem gemäß Abb. 10.25 reduziert, kann der Aufwand für die Berechnung der Biegelinie und damit der resultierenden Steifigkeit des Systems verringert werden. In allen Betrachtungen werden Kräfte, die in x und y -Richtung wirken, nicht berücksichtigt.

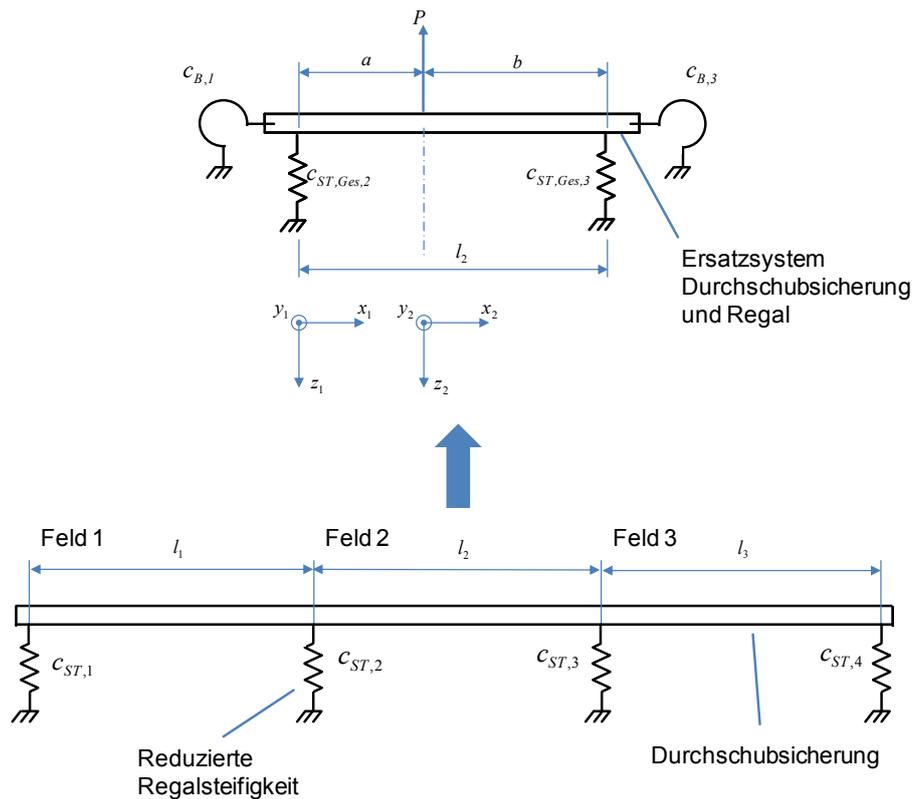


Abb. 10.25: Reduzierung der Durchschubsicherung auf einen Einfeldträger mit Ersatzsteifigkeiten aus den Feldern 1 und 3

Die Verdrehsteifigkeit der Felder 1 und 3 der Durchschubsicherung wird näherungsweise in den Termen $c_{B,1}$ und $c_{B,3}$, die der Verschiebesteifigkeit in den Termen

$$\begin{aligned} c_{ST,Ges,2} &= c_{ST,2} + c_{V1} \\ c_{ST,Ges,3} &= c_{ST,3} + c_{V3} \end{aligned} \quad (10.1)$$

berücksichtigt. Sie werden in Abschnitt 10.3.1 und 10.3.2 bestimmt, um in Abschnitt 10.3.3 die Lösung des Ersatzsystems aus Abb. 10.25 zu ermöglichen. Biegesteifigkeiten von Verbindungsblechen zwischen Durchschubsicherung und Regal werden in allen weiteren Betrachtungen vernachlässigt.

10.3.1 Bestimmung der Verdrehsteifigkeit des Nachbarfeldes der Durchschubsicherung

Abb. 10.26 zeigt das Verformungsbild (siehe [Krä-99]) zur Bestimmung der Verdrehsteifigkeit c_B der Nachbarfelder 1 oder 3 aus Abb. 10.25.

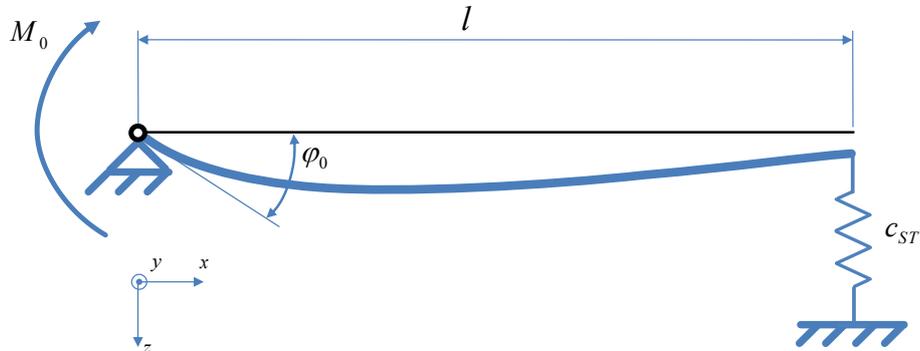


Abb. 10.26: Verformungsbild zur Bestimmung der Biegesteifigkeit c_B des Nachbarfeldes 1 oder 3 aufgrund einer Verdrehung der inneren Lagerstelle

Das statisch bestimmte System aus Abb. 10.26 wird durch die Differentialgleichung

$$\frac{d^2 w(x)}{dx^2} = -\frac{M_0}{EI} \left(1 - \frac{x}{l}\right) \quad \text{für } 0 < x < l \quad (10.2)$$

mit E =Elastizitätsmodul und I =Flächenträgheitsmoment der Durchschubsicherung beschrieben. Zweimalige Integration führt auf die Gleichungen der Neigung und Durchsenkung der Biegelinie

$$\frac{dw(x)}{dx} = -\frac{M_0}{EI} \left(x - \frac{x^2}{2l}\right) + C_1 \quad (10.3)$$

$$w(x) = -\frac{M_0}{EI} \left(\frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{6l}\right) + C_1 \cdot x + C_2 \quad (10.4)$$

Mit den Randbedingungen der Unverschieblichkeit an der Lagerstelle $x = 0$ sowie dem Verschwinden des Biegemomentes an der Stelle $x = l$ folgen die Integrationskonstanten C_1 und C_2 zu

$$w(0) = 0 \quad \rightarrow \quad C_2 = 0 \quad (10.5)$$

$$EI \frac{d^3 w(l)}{dx^3} = c_{ST} \cdot w(l) \quad \rightarrow \quad C_1 = \left(\frac{1}{c_{ST} \cdot l^2} + \frac{l}{3 \cdot EI}\right) \cdot M_0 \quad (10.6)$$

Die Verdrehsteifigkeit c_B an der Lagerstelle $x = 0$ ergibt sich aus dem Quotienten des Biegemomentes M_0 mit der resultierenden Verdrehung φ_0 zur gesuchten Größe

$$c_B = \frac{M_0}{\varphi_0} = \frac{M_0}{\frac{dw(0)}{dx}} = \frac{M_0}{C_1} = \left(\frac{1}{c_{ST} \cdot l^2} + \frac{l}{3 \cdot EI}\right)^{-1} \quad (10.7)$$

10.3.2 Bestimmung der Verschiebesteifigkeit des Nachbarfeldes der Durchschubsicherung

Abb. 10.27 zeigt das Verformungsbild (siehe [Krä-99]) zur Bestimmung der Verschiebesteifigkeit c_V der Nachbarfelder 1 oder 3 aus Abb. 10.25.

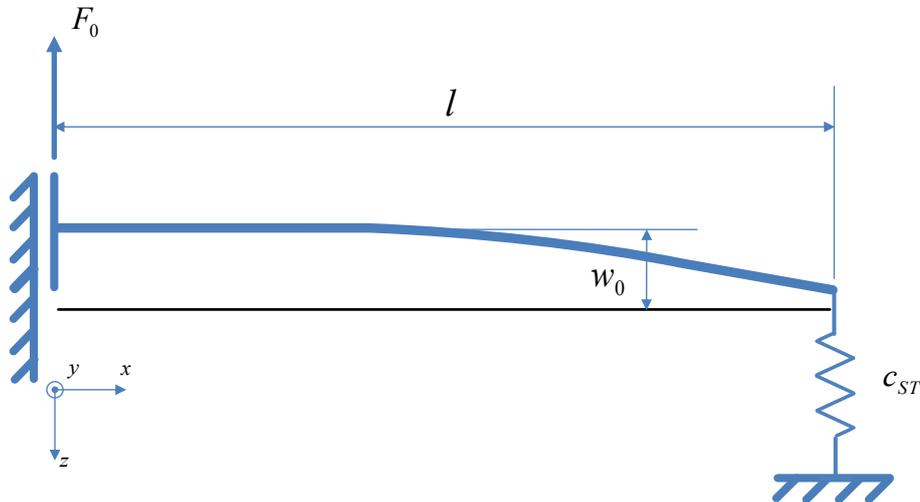


Abb. 10.27: Verformungsbild zur Bestimmung der Biegesteifigkeit c_V des Nachbarfeldes 1 oder 3 aufgrund einer Verschiebung der inneren Lagerstelle

Die Biegelinie des statisch bestimmten Systems aus Abb. 10.27 wird durch das Lösen der Differentialgleichung

$$EI \frac{d^4 w(x)}{dx^4} = 0 \quad \text{für } 0 < x < l \quad (10.8)$$

gewonnen. Viermalige Integration liefert die Einzelgleichungen

$$\begin{aligned} \frac{d^4 w(x)}{dx^4} &= 0 \\ \frac{d^3 w(x)}{dx^3} &= C_1 \\ \frac{d^2 w(x)}{dx^2} &= C_1 \cdot x + C_2 \\ \frac{dw(x)}{dx} &= \frac{1}{2} C_1 \cdot x^2 + C_2 \cdot x + C_3 \\ w(x) &= \frac{1}{6} C_1 \cdot x^3 + \frac{1}{2} C_2 \cdot x^2 + C_3 \cdot x + C_4 \end{aligned}$$

Mit Hilfe der folgenden Randbedingungen können die vier Integrationskonstanten $C_1 - C_4$ ermittelt werden, um $w(x)$ eindeutig festzulegen.

Sie lauten im einzelnen

$$\begin{aligned}
 EI \frac{d^3 w(0)}{dx^3} = -F_0 &\rightarrow C_1 = -\frac{F_0}{EI} \\
 \frac{d^2 w(l)}{dx^2} = 0 &\rightarrow C_2 = \frac{F_0 \cdot l}{EI} \\
 \frac{dw(0)}{dx} = 0 &\rightarrow C_3 = 0 \\
 EI \frac{d^3 w(l)}{dx^3} = c_{ST} \cdot w(l) &\rightarrow C_4 = -\left(\frac{1}{c_{ST}} - \frac{l^3}{3EI}\right) \cdot F_0
 \end{aligned}$$

Die Verschiebesteifigkeit c_V an der Lagerstelle $x = 0$ ergibt sich aus dem Quotienten F_0 mit der resultierenden Verschiebung w_0 zur gesuchten Größe

$$c_V = \frac{-F_0}{w_0} = \frac{-F_0}{w(0)} = \frac{-F_0}{C_4} = \left(\frac{1}{c_{ST}} - \frac{l^3}{3EI}\right)^{-1} \quad (10.9)$$

10.3.3 Bestimmung der Ersatzsteifigkeit von Durchschubsicherung und Regal

Das Ersatzsystem für Durchschubsicherung und Regal aus Abb. 10.25 ist durch (10.7) und (10.9) vollständig bestimmt. Die Biegelinien $w_1(x_1)$ und $w_2(x_2)$ berechnen sich durch Lösung der beiden Differentialgleichungen

$$EI \frac{d^4 w_1(x_1)}{dx_1^4} = 0 \quad \text{für } 0 < x_1 < a \quad (10.10)$$

$$EI \frac{d^4 w_2(x_2)}{dx_2^4} = 0 \quad \text{für } 0 < x_2 < b \quad (10.11)$$

Durch Integration findet man

$$\frac{d^4 w_1(x_1)}{dx_1^4} = 0$$

$$\frac{d^3 w_1(x_1)}{dx_1^3} = C_1$$

$$\frac{d^2 w_1(x_1)}{dx_1^2} = C_1 \cdot x_1 + C_2$$

$$\frac{dw_1(x_1)}{dx_1} = \frac{1}{2} C_1 \cdot x_1^2 + C_2 \cdot x_1 + C_3$$

$$w_1(x_1) = \frac{1}{6} C_1 \cdot x_1^3 + \frac{1}{2} C_2 \cdot x_1^2 + C_3 \cdot x_1 + C_4$$

$$\frac{d^4 w_2(x_2)}{dx_2^4} = 0$$

$$\frac{d^3 w_2(x_2)}{dx_2^3} = D_1$$

$$\frac{d^2 w_2(x_2)}{dx_2^2} = D_1 \cdot x_2 + D_2$$

$$\frac{dw_2(x_2)}{dx_2} = \frac{1}{2} D_1 \cdot x_2^2 + D_2 \cdot x_2 + D_3$$

$$w_2(x_2) = \frac{1}{6} D_1 \cdot x_2^3 + \frac{1}{2} D_2 \cdot x_2^2 + D_3 \cdot x_2 + D_4$$

mit den noch näher zu bestimmenden Integrationskonstanten $C_1 - C_4$ und $D_1 - D_4$. Sie ergeben sich aus den Randbedingungen

$$EI \cdot \frac{d^2 w_1(0)}{dx_1^2} = -c_{B,1} \cdot \frac{dw_1(0)}{dx_1} \qquad EI \cdot \frac{d^2 w_2(b)}{dx_2^2} = -c_{B,3} \cdot \frac{dw_2(b)}{dx_2}$$

$$EI \cdot \frac{d^3 w_1(0)}{dx_1^3} = c_{ST,Ges,2} \cdot w_1(0) \qquad EI \cdot \frac{d^3 w_2(b)}{dx_2^3} = c_{ST,Ges,3} \cdot w_2(b)$$

zusammen mit den Koppelbedingungen

$$w_1(a) = w_2(0) \qquad \frac{dw_1(a)}{dx_1} = \frac{dw_2(0)}{dx_2}$$

$$\frac{d^2 w_1(a)}{dx_1^2} = \frac{d^2 w_2(0)}{dx_2^2} \qquad \frac{d^3 w_1(a)}{dx_1^3} = \frac{d^3 w_2(0)}{dx_2^3} - \frac{P}{EI}$$

Nach Auswertung stehen acht Einzelgleichungen in der Form

$$C_2 + \frac{c_{B,1}}{EI} \cdot C_3 = 0$$

$$C_1 - \frac{c_{ST,Ges,2}}{EI} \cdot C_4 = 0$$

$$\left(EI \cdot b + \frac{c_{B,3} \cdot b^2}{2} \right) \cdot D_1 + (EI + c_{B,3} \cdot b) \cdot D_2 + c_{B,3} \cdot D_3 = 0$$

$$\left(\frac{b^3}{6} - \frac{EI}{c_{ST,Ges,3}} \right) \cdot D_1 + \frac{b^2}{2} \cdot D_2 + b \cdot D_3 + D_4 = 0$$

$$\frac{1}{6} \cdot a^3 \cdot C_1 + \frac{1}{2} \cdot a^2 \cdot C_2 + a \cdot C_3 + C_4 - D_4 = 0$$

$$\frac{1}{2} \cdot a^2 \cdot C_1 + a \cdot C_2 + C_3 - D_3 = 0$$

$$C_1 \cdot a + C_2 = D_2$$

$$C_1 - D_1 = -\frac{P}{EI}$$

zur Verfügung.

Sie bilden das lineare Gleichungssystem

$$\begin{pmatrix} 0 & 1 & -\frac{c_{B,1}}{EI} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & \frac{c_{ST,Ges,2}}{EI} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & EI \cdot a + \frac{c_{B,3} \cdot a^2}{2} & EI + c_{B,3} \cdot a & c_{B,3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{6} \cdot a^3 - \frac{EI}{c_{ST,Ges,3}} & \frac{1}{2} \cdot b^2 & b & 1 & 0 \\ \frac{1}{6} \cdot a^3 & \frac{1}{2} \cdot a^2 & a & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ \frac{1}{2} \cdot a^2 & a & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ a & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \\ D_1 \\ D_2 \\ D_3 \\ D_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\frac{P}{EI} \end{pmatrix}$$

deren Lösung die Koeffizienten $C_1 - C_4$ und $D_1 - D_4$ zur eindeutigen Festlegung der Ausgangsgleichungen $w_1(x_1)$ und $w_2(x_2)$ ergibt. Die Gesamtsteifigkeit c_{DS} des Erstatzsystems aus Abschnitt 8.4 berechnet sich zu

$$c_{DS} = \frac{-P}{w_1(a)} = \frac{-P}{w_2(0)} = \frac{-P}{D_4} \quad (10.12)$$

und bildet die Ausgangsbasis zur Bestimmung der Kontaktkraft zwischen Ladeinheit im Regal und Durchschubsicherung in Abschnitt 8.5.

10.4 Vergleich der Finite Elemente Berechnungen aus Abschnitt 7 mit dem analytischen Berechnungsmodell für das Regal in Silobauweise

In den Beschriftungen der Diagramme bezeichnet *FE* den Wert aus der Finite Elemente Berechnung, *AN* den Wert des analytischen Näherungsansatzes.

10.4.1 Variation der Einlagerungsgeschwindigkeit

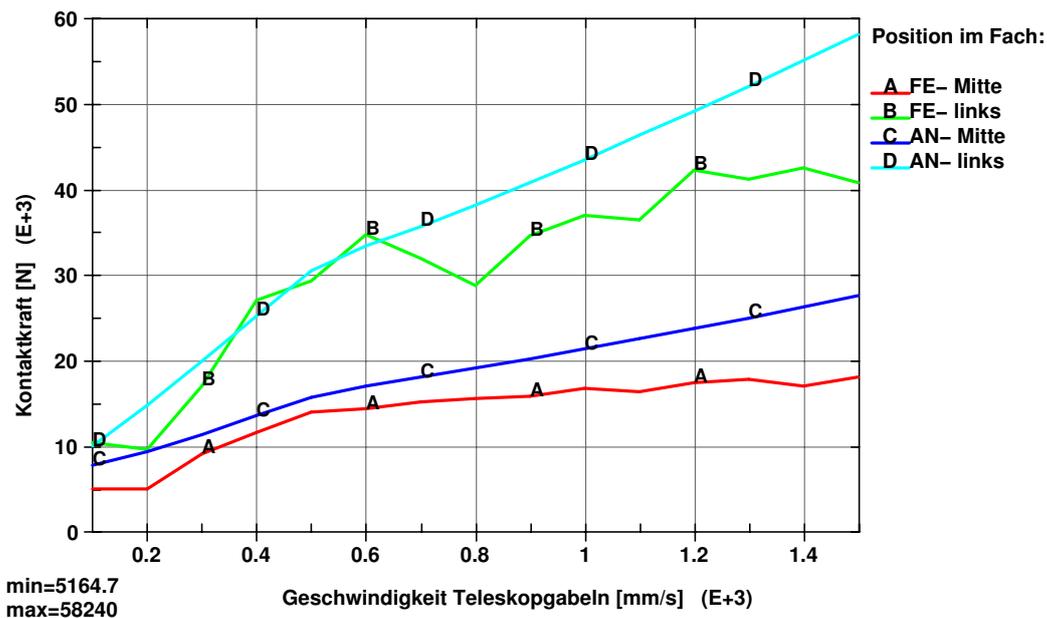


Abb. 10.28: Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschiebung und Ladeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte

In den Berechnungen konstant gehaltene Parameter:

- Einlagerungsebene im Regal: 1
- Grenzkraft der Rutschkupplung: 6 kN
- Masse der Ladeinheit im Regal: 0,8 to
- Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät: 1,0 to

10.4.2 Variation der Masse der Ladeinheit im Regal

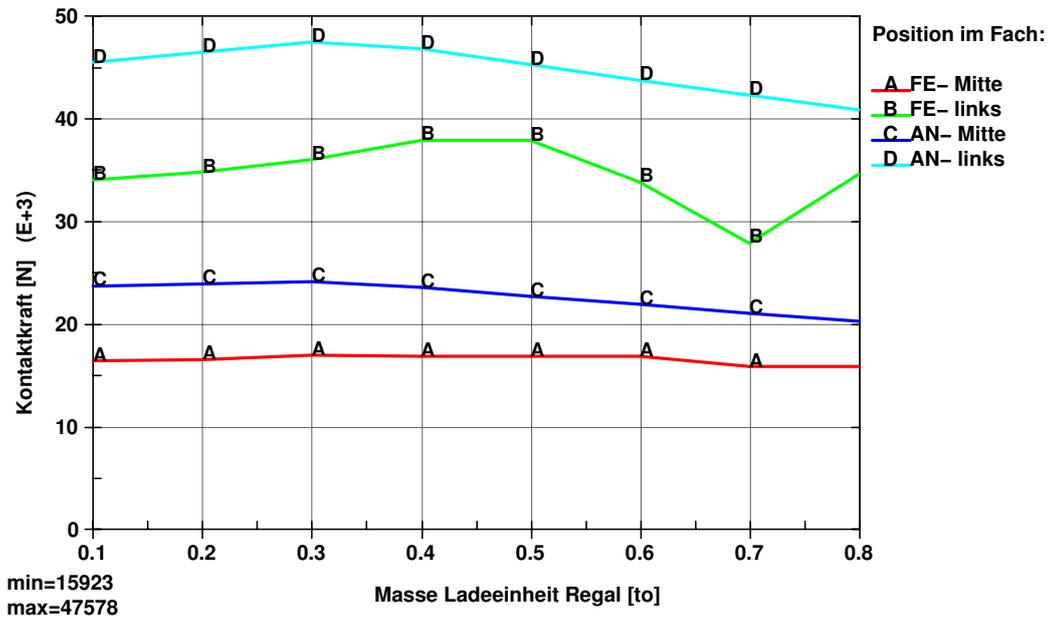


Abb. 10.29: Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte

In den Berechnungen konstant gehaltene Parameter:

- Einlagerungsebene im Regal: 1
- Einlagerungsgeschwindigkeit: 0,87 m/s
- Grenzkraft der Rutschkupplung: 6kN
- Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät: 1,0 to

10.4.3 Variation der Masse der Ladeeinheit des Regalbediengerätes

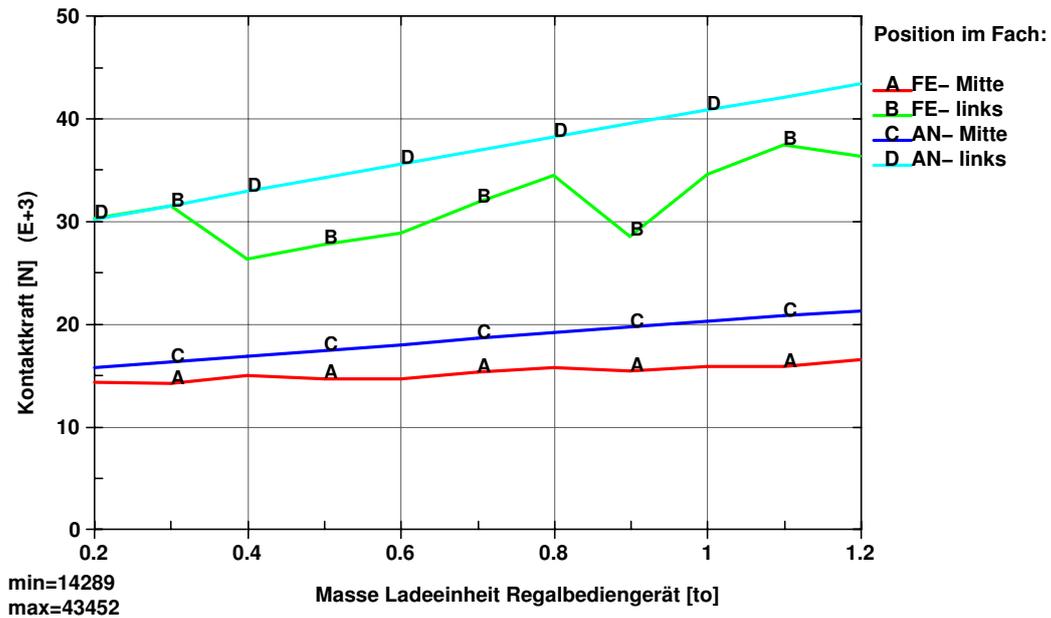


Abb. 10.30: Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte

In den Berechnungen konstant gehaltene Parameter:

- Einlagerungsebene im Regal: 1
- Einlagerungsgeschwindigkeit: 0,87 m/s
- Grenzkraft der Rutschkupplung: 6kN
- Masse der Ladeeinheit im Regal: 0,8 to

10.4.4 Variation der Rutschkupplung

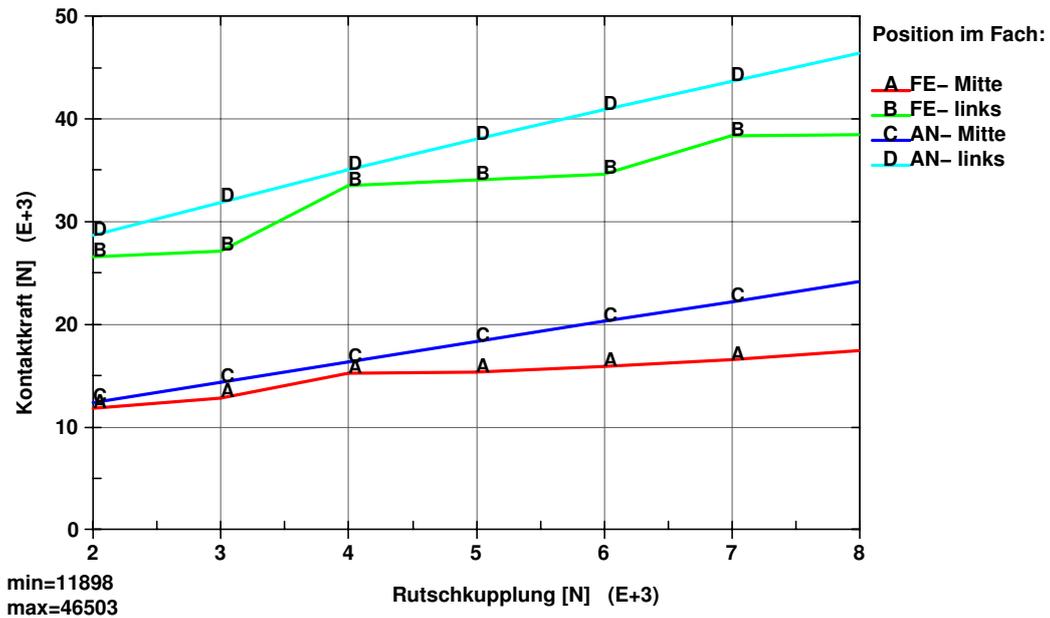


Abb. 10.31: Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte

In den Berechnungen konstant gehaltene Parameter:

- Einlagerungsebene im Regal: 1
- Einlagerungsgeschwindigkeit: 0,87 m/s
- Masse der Ladeinheit im Regal: 0,8 to
- Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät: 1,0 to

10.4.5 Variation der Ebene im Regal

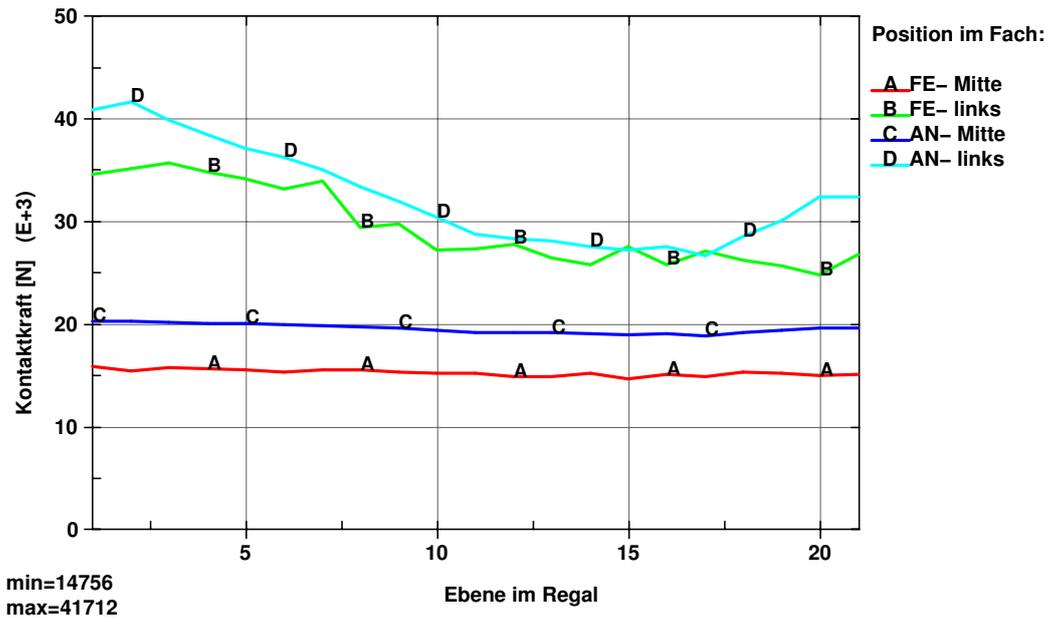


Abb. 10.32: Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte

In den Berechnungen konstant gehaltene Parameter:

- Grenzkraft der Rutschkupplung: 6 kN
- Einlagerungsgeschwindigkeit: 0,87 m/s
- Masse der Ladeinheit im Regal: 0,8 to
- Masse der Ladeinheit am Regalbediengerät: 1,0 to

10.5 Ergebnisse der Messungen am Versuchsregal

Die folgenden Diagramme sollen der Vollständigkeit dienen. Sie zeigen die zeitlichen Verläufe der Kräfte in den Verbindungsblechen 1 und 4 (siehe Abb. 10.33), gefolgt von den Normalspannungen in der Durchschubsicherung im oberen und unterem Flansch (siehe Abb. 10.34).

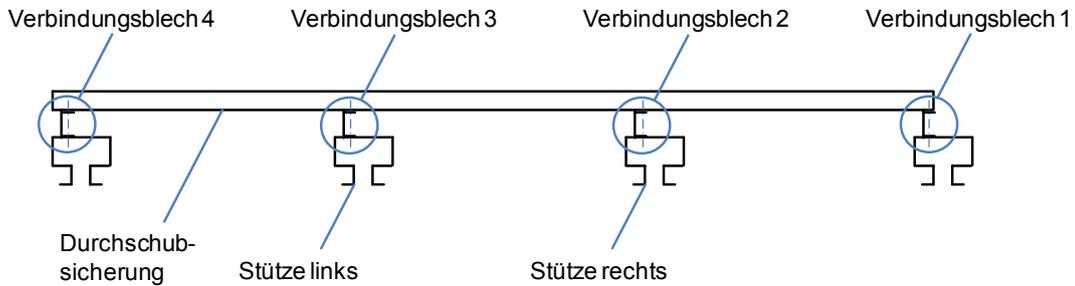


Abb. 10.33: Regalstützen mit Verbindungsblechen

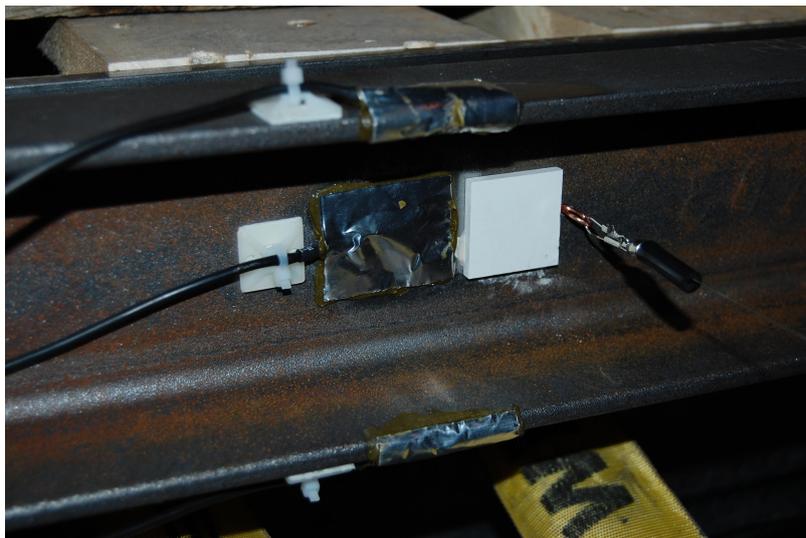


Abb. 10.34: Anbringung des Seilzugwegaufnehmers in der Mitte der Durchschubsicherung; DMS zur Bestimmung der Dehnungen am oberen Steg, Mitte und unteren Steg der Durchschubsicherung

10.5.1 Zu Versuch 1: Regal: 0,5to; Regalbediengerät: 0,5to; Position: Fachmitte

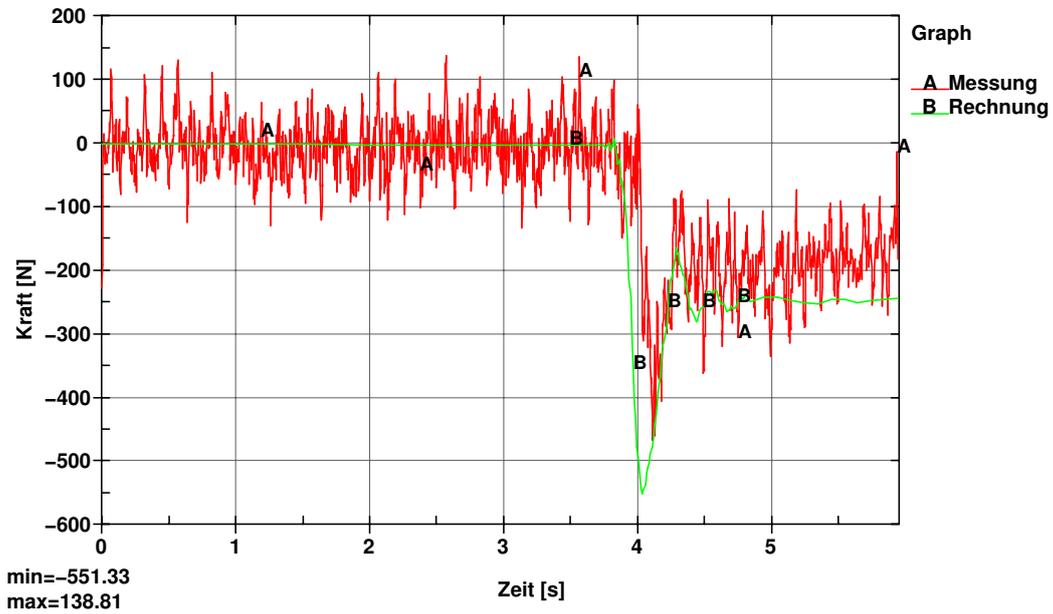


Abb. 10.35: Kraft im Verbindungsblech 1

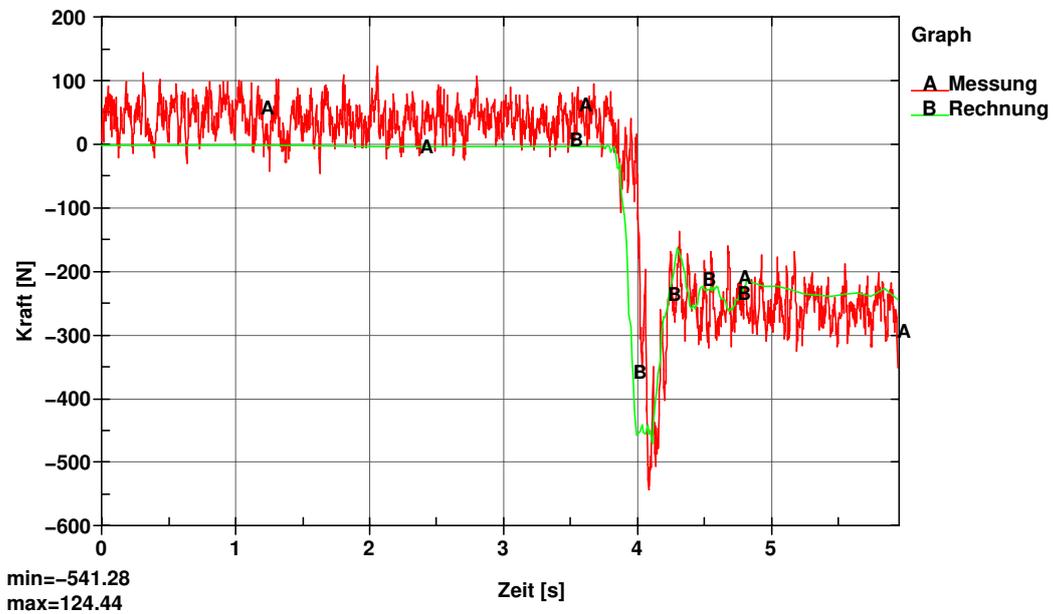


Abb. 10.36: Kraft im Verbindungsblech 4

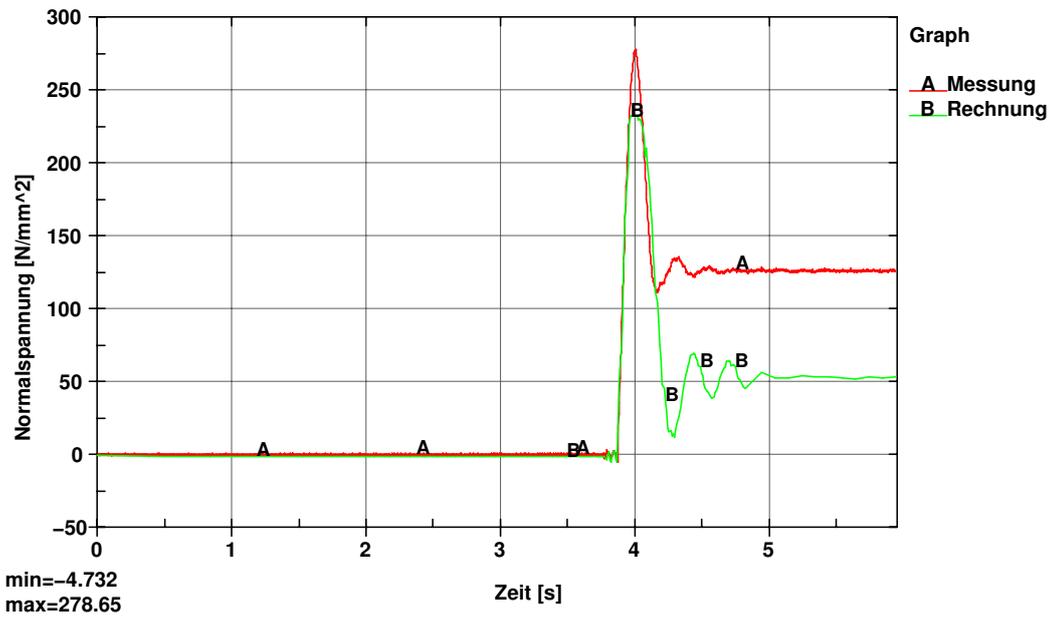


Abb. 10.37: Normalspannung im oberen Steg der Durchschubsicherung

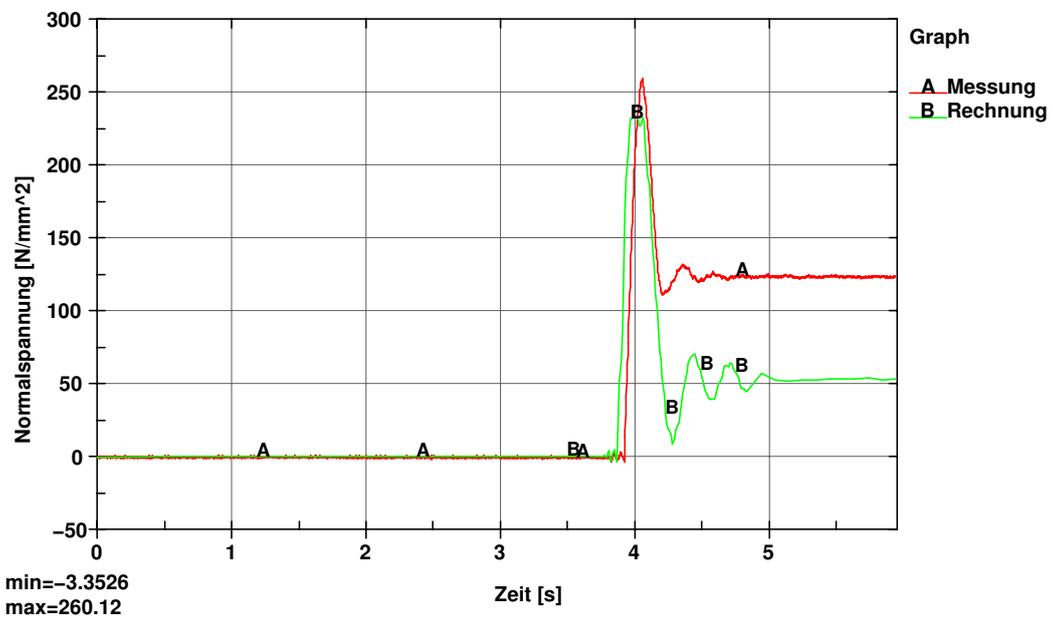


Abb. 10.38: Normalspannung im unteren Steg der Durchschubsicherung

10.5.2 Zu Versuch 2: Regal: 0,5to; Regalbediengerät: 1,0to; Position: Fachmitte

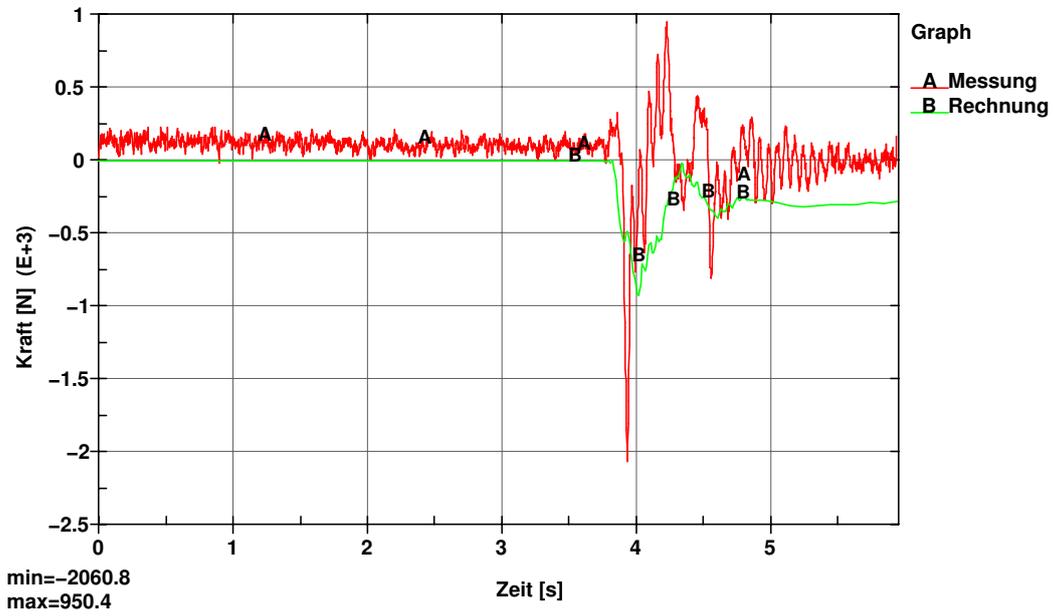


Abb. 10.39: Kraft im Verbindungsblech 1

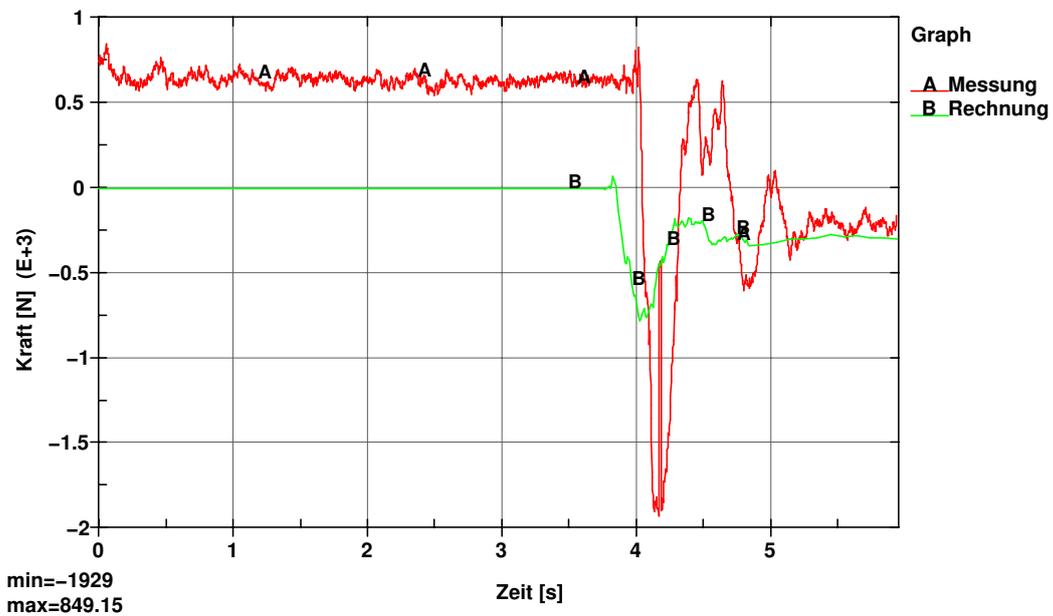


Abb. 10.40: Kraft im Verbindungsblech 4

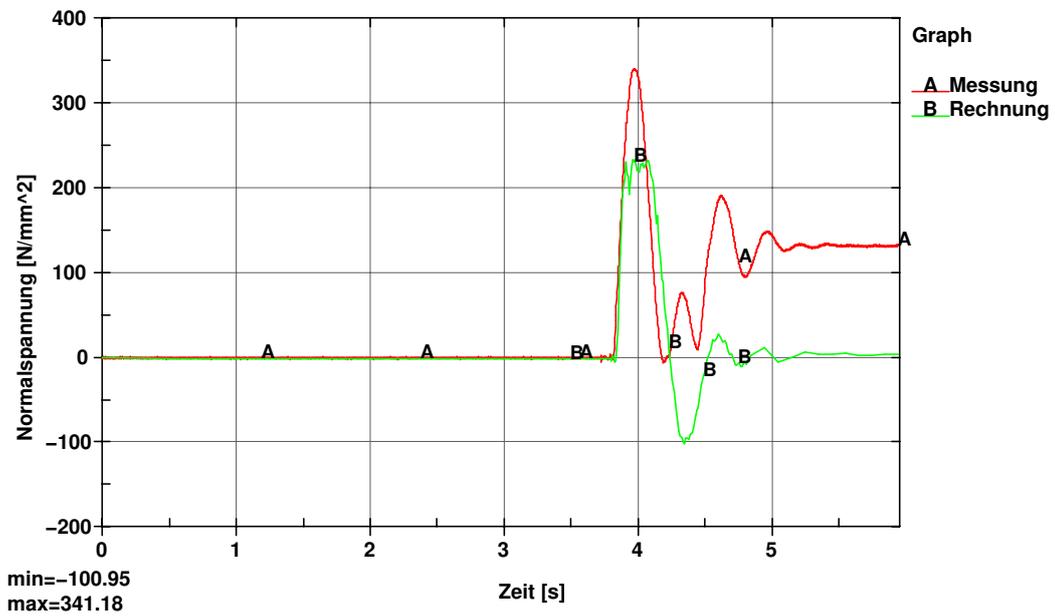


Abb. 10.41: Normalspannung im oberen Steg der Durchschubsicherung

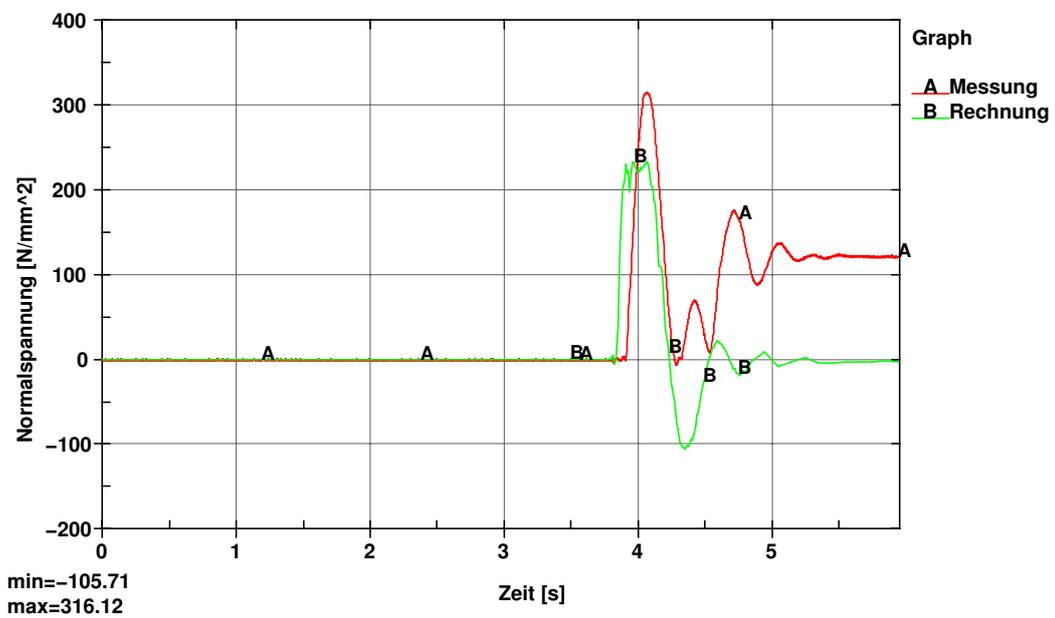


Abb. 10.42: Normalspannung im unteren Steg der Durchschubsicherung

10.5.3 Zu Versuch 3: Regal: 0,5to; Regalbediengerät: 0,5to; Position: Fach links

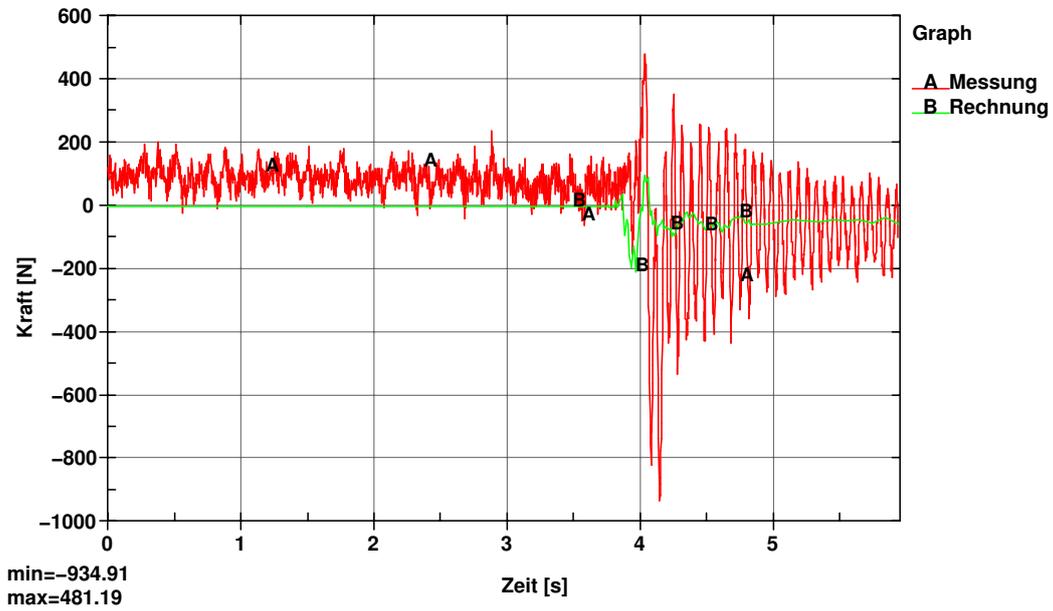


Abb. 10.43: Kraft im Verbindungsblech 1

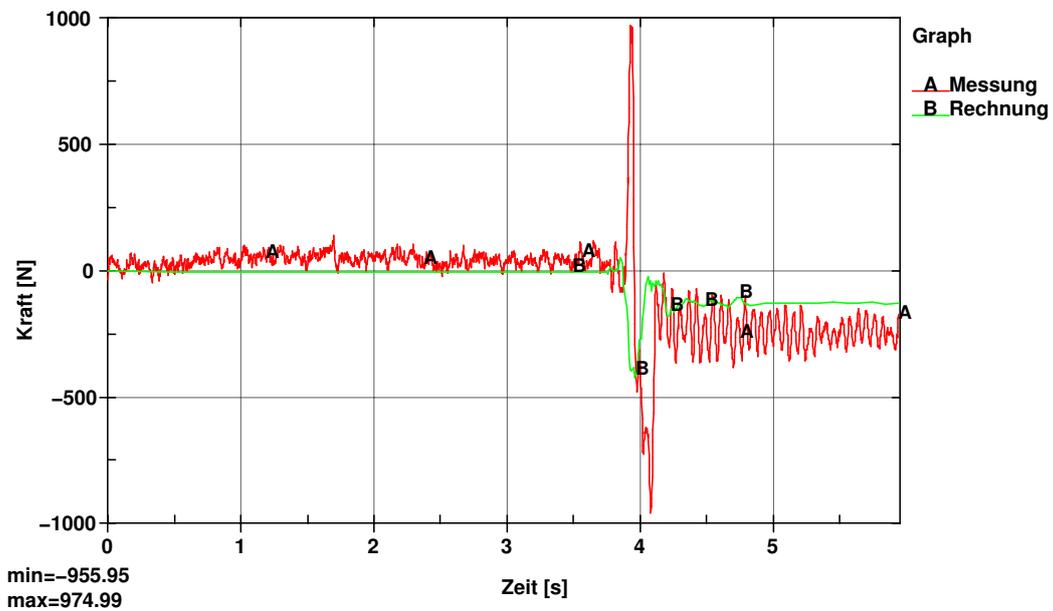


Abb. 10.44: Kraft im Verbindungsblech 4

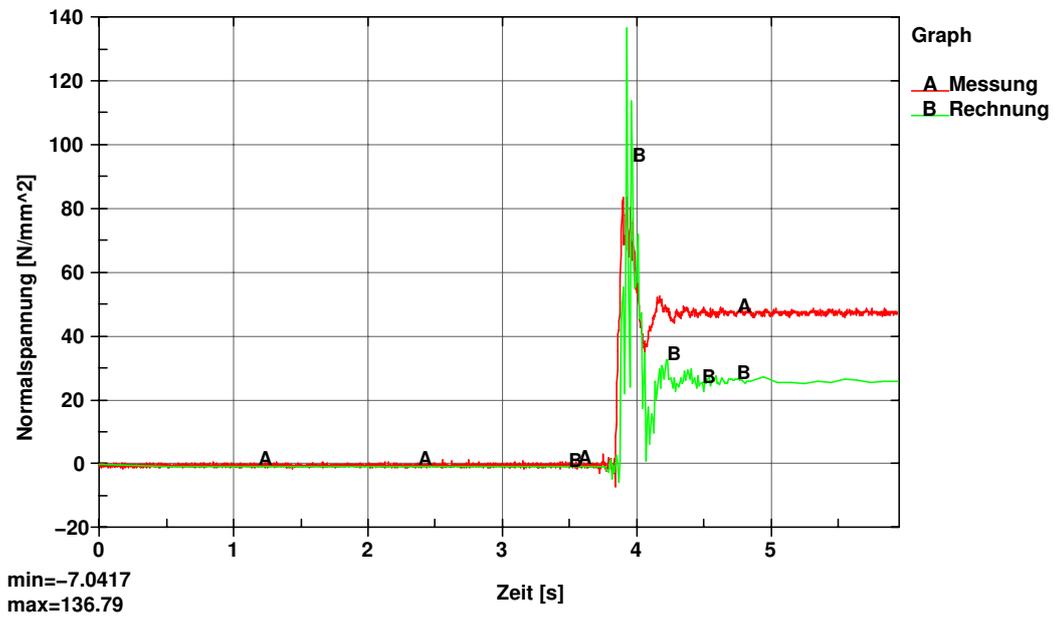


Abb. 10.45: Normalspannung im oberen Steg der Durchschubsicherung

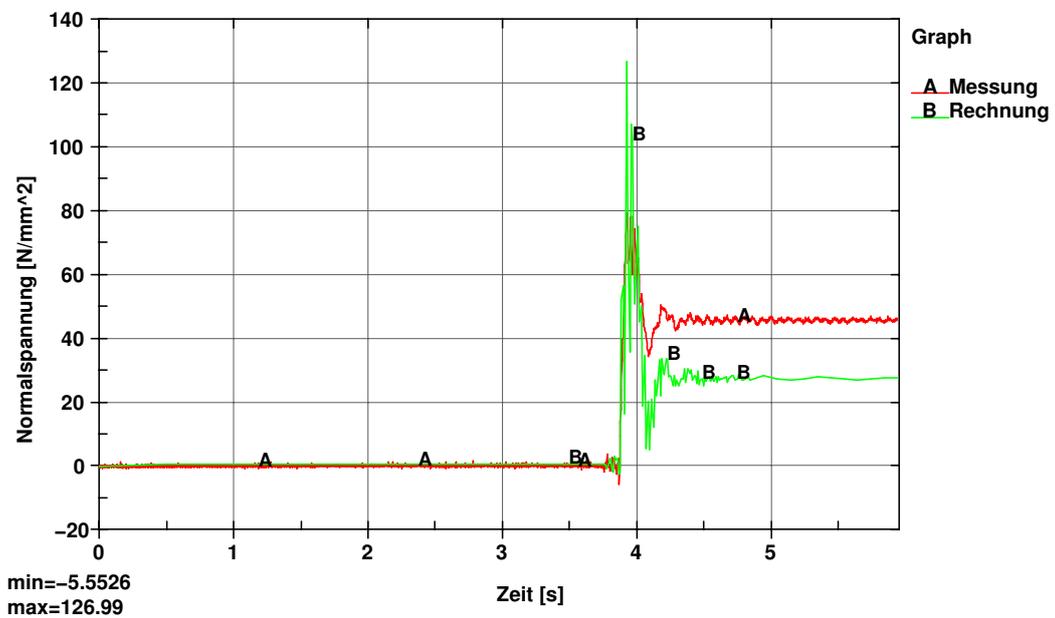


Abb. 10.46: Normalspannung im unteren Steg der Durchschubsicherung

10.5.4 Zu Versuch 4: Regal: 0,5to; Regalbediengerät: 1,0to; Position: Fach links

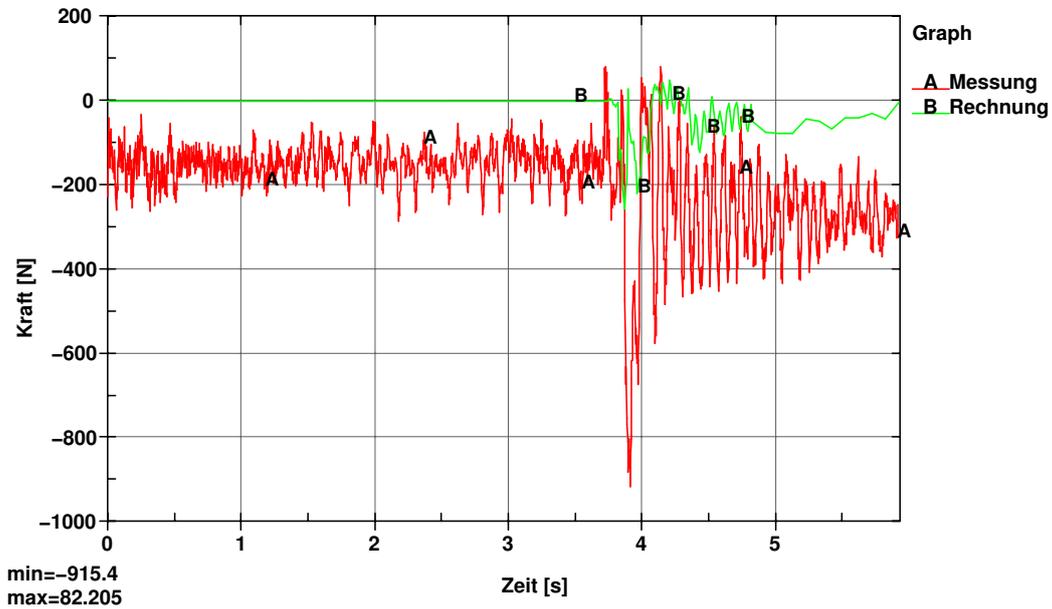


Abb. 10.47: Kraft im Verbindungsblech 1

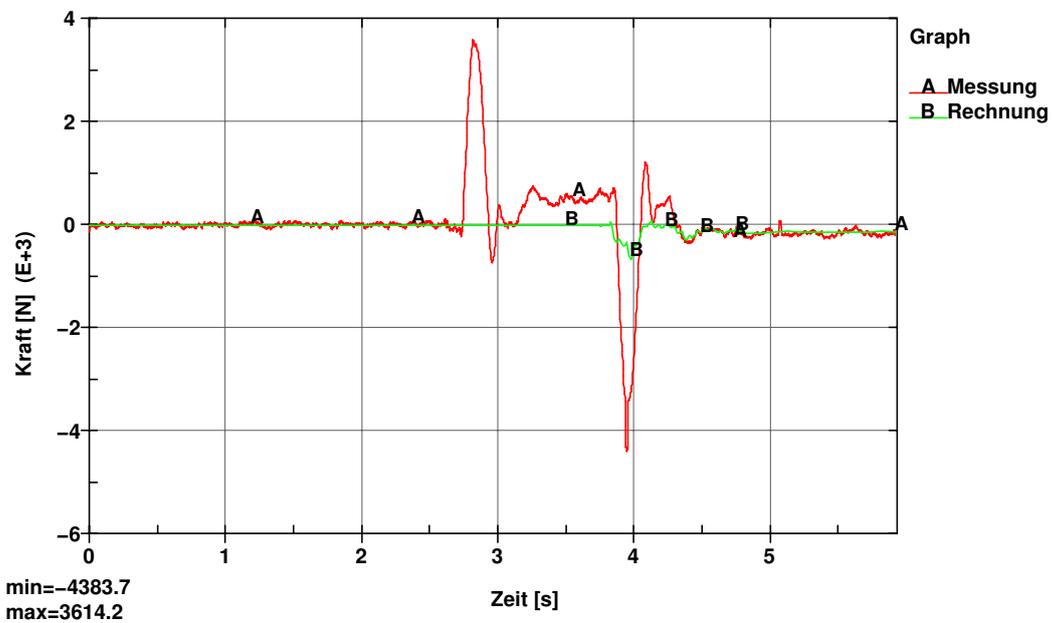


Abb. 10.48: Kraft im Verbindungsblech 4

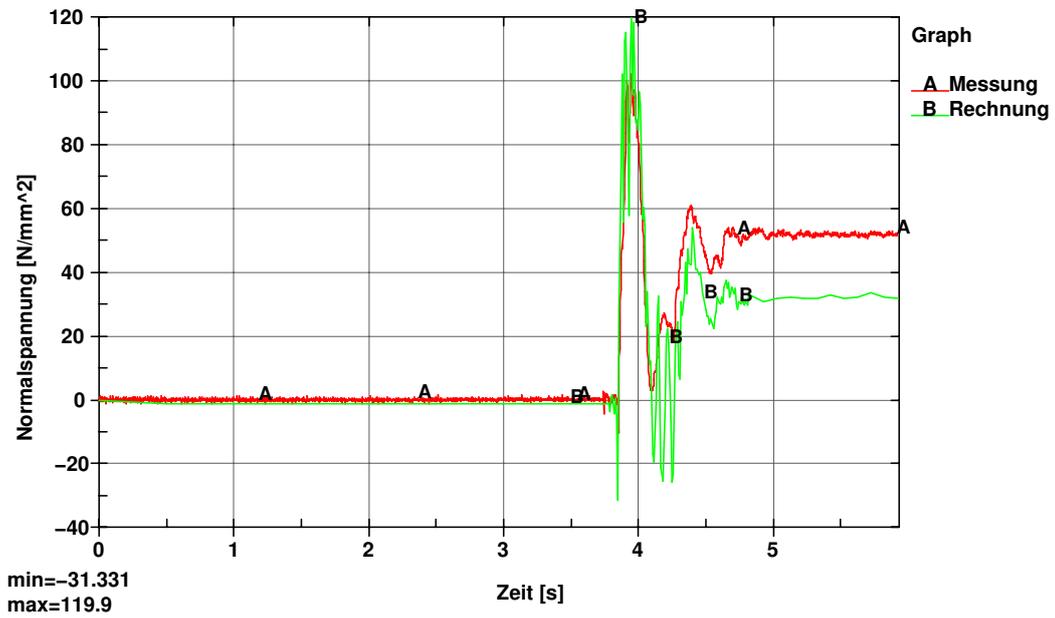


Abb. 10.49: Normalspannung im oberen Steg der Durchschubsicherung

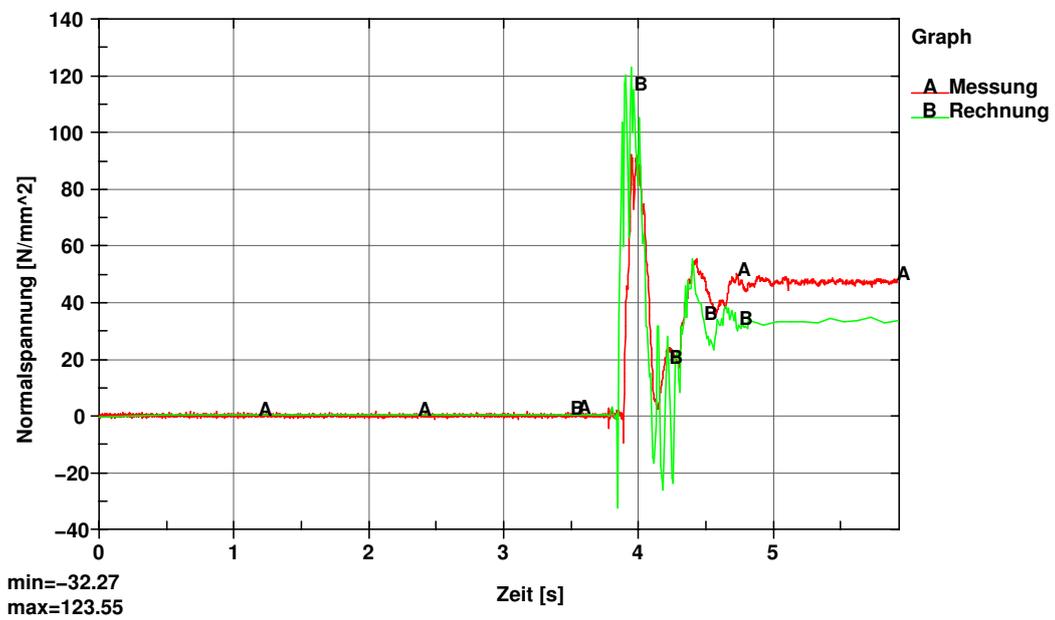


Abb. 10.50: Normalspannung im unteren Steg der Durchschubsicherung

10.6 Entwicklung einer grafischen Oberfläche zur Unterstützung des Pre- und Postprocessings der Finite Elemente Daten

Um Parameterstudien durchführen zu können, müssen das Pre- und Postprocessing der Finite Elemente Daten aus Kapitel 4 und 5 automatisiert werden. Der Grund liegt in dem nicht mehr überschaubaren Datenhaushalt, der sich bereits bei wenigen Rechenläufen ergibt. Das Ziel bestand in der Entwicklung einer Software, die die Erstellung der Finite Elemente Daten der Rechenläufe sowie die Auswertung der Ergebnisse nach einem erfolgreichen Rechenlauf durchführt. Die wichtigsten Anforderungen waren hierbei die

- Programmierung umfangreicher Routinen zur Detektion und Aufbereitung der Daten derjenigen Finiten Elemente, die maximale Belastungen aufweisen
- Entwicklung einer graphischen Ausgabe, um zeitliche Verläufe von Rechenläufen schnell beurteilen zu können bzw. Spannungmaxima zwischen verschiedenen Rechenläufen vergleichen zu können
- Schaffung einer Schnittstelle nach aussen, um Bilder von Plots sowie deren Ausdruck auf Papier auszudrucken
- Übersichtliche Darstellung ausstehender, bereits durchgeführter und das Postprocessing abgeschlossener Rechenläufe

Sie wurden im *RegalPrePostProcessor* [Hüb-07] (siehe Abb. 10.51) vereint. Er konnte sehr erfolgreich zur Erfüllung der in diesem Projekt gestellten Aufgaben eingesetzt werden.

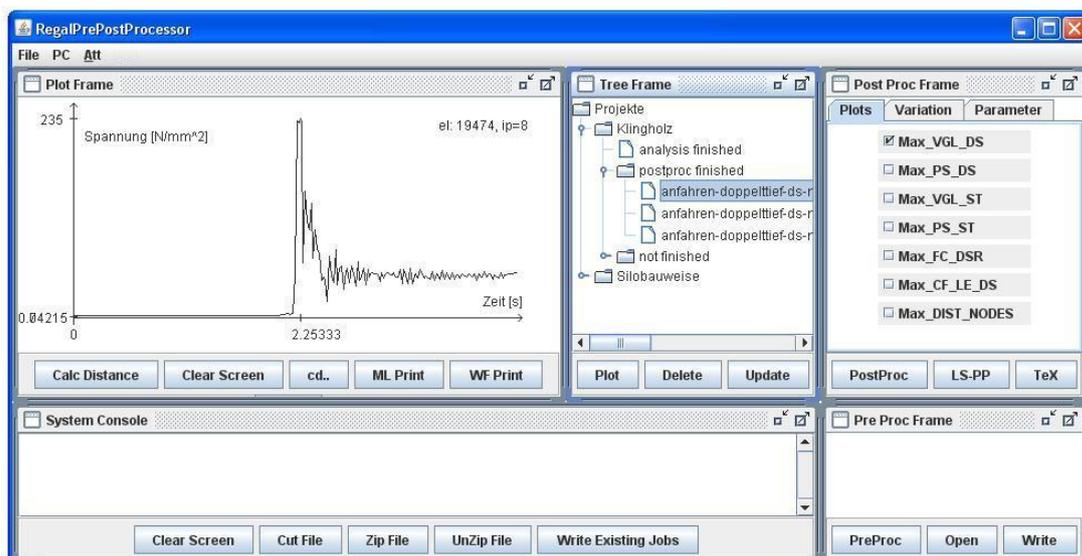


Abb. 10.51: *RegalPrePostProcessor*; eine Software zur Unterstützung des Pre- und Postprocessings automatisch generierter und berechneter Finite Elemente Daten

10.6.1 Auswahl einer geeigneten Software

Bei der Auswahl der Software wurde bewußt auf die Programmiersprache Java [Arn-05] zurückgegriffen. Der Grund für eine objektorientierte Programmiersprache besteht in der Verknüpftheit der Finite Elemente Daten mit sich selbst. Sie können vorteilhaft als *Klassenmodell* abgebildet werden. Der Aufbau dieses Klassenmodells folgt der Philosophie bzgl. des Datenmanagements bei LSTC [Man-07], Finite Elemente in sog. *Parts* zusammenzufassen:

```
public class Part
{
    public String name;
    public int id;
    public int material;
    public int section;

    public Part(String name, int id, int section, int material)
    {
        this.id = id;
        this.name = name;
        this.section = section;
        this.material = material;
    }
}
```

In ihnen werden alle Finiten Elemente versammelt, die die gleichen Querschnitts- und Materialdaten aufweisen. Die Attribute dieser Klasse bestehen im Einzelnen

- aus einem eindeutigen Namen *name* zur Identifikation des Parts
- aus einer eindeutigen Zahl *id*, die allen Elementen dieses Parts zugewiesen wird
- aus einer eindeutigen Zahl *material*, die eine Zuordnung zu einem Werkstoff dieses Parts erlaubt
- aus einer eindeutigen Zahl *section*, die eine Zuordnung zu Querschnittsdaten der Elemente dieses Parts erlaubt

Finite Elemente besitzen gemeinsame Merkmale. Sie können in einer Basisklasse *Element* definiert werden:

```
public class Element
{
    public int id;
    public int partID;
    public Vector<Node> nodes = new Vector<Node>();

    public Element(int id, int partID)
```

```
{
    this.id = id;
    this.partID = partID;
}
}
```

Die Attribute dieser Basisklasse bestehen im Einzelnen

- aus einer eindeutigen Zahl *id* zur Identifikation des Elements
- aus einer eindeutigen Zahl *partID*, die eine Zuordnung zu einem Part darstellt
- aus einem Vektor der Klasse *Node*, der die Knoten und damit die Information über die geometrische Lage des Finiten Elements im Raum besitzt

Die verschiedenen Elementtypen wie diskrete Elemente, Massenelemente, Balkenelemente, Schalenelemente etc. erweitern dann die Basisklasse. Als Beispiel sei hier das Balkenelement *ElementBeam* angeführt:

```
public class ElementBeam extends Element
{
    public int ir;

    public ElementBeam(int id, int partID, Vector<Node> nodes)
    {
        super(id, partID);
        this.nodes = nodes;
    }
}
```

Sie besitzt als weiteres Attribut eine eindeutige Zahl *ir*, die die Zuordnung zur Integrationsregel für selber definierte Querschnitte zulässt.

Sämtliche Daten über Material, verwendete Querschnitte usw. lassen sich in genau der gleichen Weise festlegen. Objekte dieser Klassen können sehr leicht in Listen geführt werden. Der Zugriff auf listengeführte Daten erfolgt dann durch Suchfunktionen, die jedes Element der Liste nach den geforderten Attributen prüft. Es steht somit ein Datensatz zur Verfügung, mit dessen Inhalten sehr flexibel umgegangen werden kann. Beispielsweise ist die Zuordnung der Knoten für den Antrieb erst nach der Erstellung der Knoten möglich; ebenso die zeitliche Vorgabe der Verfahrensgeschwindigkeit der Teleskopgabeln. Diese Daten müssen zuerst erstellt und anschließend richtig zugewiesen werden.

10.6.2 Preprocessing der Finite Elemente Daten

Hochregallager besitzen eine regelmäßige Struktur und lassen sich sehr gut parametrisieren. Das Ziel ist die Wahl geeigneter Parameter für das Regal, in deren Abhängigkeit sich sämtliche Anfahrpositionen im Regalfach *Mitte*, *links* und *rechts* realisieren lassen. Das Gleiche gilt für das Regalbediengerät. Es muss in Abhängigkeit der gewählten Regalparameter an

jeder gewünschten Anfahrposition im Regalfach aufgebaut werden können. Als Beispiel soll die Funktion *lineMesh* dienen, um den prinzipiellen Ablauf zu erläutern. Der Aufruf von *lineMesh* wird durch

```
data.lineMesh("Mast_RBG", "Mast_RBG", "Stahl", "Mast_RBG",  
             new Vector3d(a, b, c), new Vector3d(a, b, c+delta));
```

vorgenommen. Die Methode besitzt die Gestalt:

```
public void lineMesh(String partName, String section,  
                    String material, String thirdNodeName,  
                    Vector3d point1, Vector3d point2)  
{  
    Vector3d direction = new Vector3d();  
    direction.x = point2.x - point1.x;  
    direction.y = point2.y - point1.y;  
    direction.z = point2.z - point1.z;  
    double length = direction.length();  
  
    int discretisation = this.getDiscretisation(partName,  
        length);  
  
    if (this.getPart(partName) == null)  
    {  
        parts.add(new Part(partName, parts.size()+1,  
            getSection(section).id, getMaterial(material).id));  
    }  
    (...)  
}
```

In den ersten vier Zeilen wird die Länge des Linienzuges bestimmt. Danach muss in einer Liste nachgeschaut werden, welche Diskretisierung der Anwender für eine bestimmte Lini­enlänge hinterlegt hat. Die Angabe des Part-Namens ist dabei optional. Ergibt eine Prüfung, dass das Part nicht existiert, muss es neu erstellt werden. Falls es bereits vorhanden ist, werden die Elemente diesem Part durch die existierende Part-id zugewiesen. Danach können die Knoten erstellt und den entsprechenden Elementen zugewiesen werden (nicht mehr im Code dargestellt).

Die Vernetzung von mehreren Linienzügen kann durch Schleifen im Java-Code hinterlegt werden.

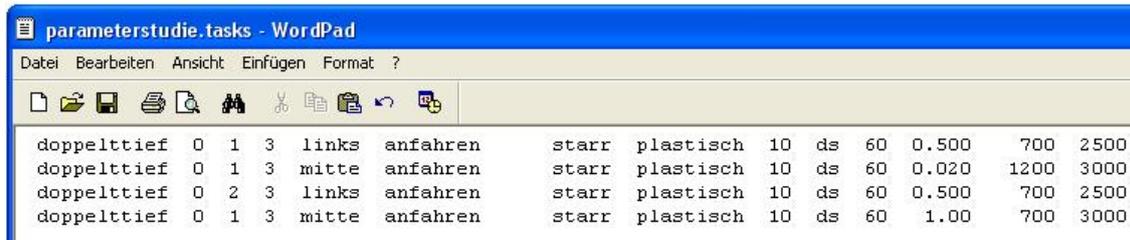
```
for (int i=0; i<totalCols; i++)  
{  
    data.lineMesh(name, sec, mat, dir,  
        new Vector3d(i*x, b, c),  
        new Vector3d(i*x+1160, b, c));  
    data.lineMesh(name, sec, mat, dir,  
        new Vector3d(i*x+1160, b, c),
```

```

    new Vector3d(i*x+1960, b, c));
data.lineMesh(name, sec, mat, dir,
    new Vector3d(i*x+1960, b, c),
    new Vector3d((i+1)*x, b, c));
(...)
}

```

In dieser Weise kann das gesamte Regal, zusammen mit dem Regalbediengerät, aufgebaut werden. Die Regalparameter werden in einem Textfile mit bestimmter Formatierung hinterlegt (siehe Abb. 10.52). Jede Zeile im Textfile entspricht einem Rechenauftrag.



doppelttief	0	1	3	links	anfahren	starr	plastisch	10	ds	60	0.500	700	2500
doppelttief	0	1	3	mitte	anfahren	starr	plastisch	10	ds	60	0.020	1200	3000
doppelttief	0	2	3	links	anfahren	starr	plastisch	10	ds	60	0.500	700	2500
doppelttief	0	1	3	mitte	anfahren	starr	plastisch	10	ds	60	1.00	700	3000

Abb. 10.52: Textfile mit den Daten der Rechenaufträge

Der *RegalPrePostprocessor* kann nach dem Einlesen des Textfiles über die *Import* Schnittstelle das Regalmodell generieren. Sie ist im Desktop integriert (siehe Abb. 10.53, links).

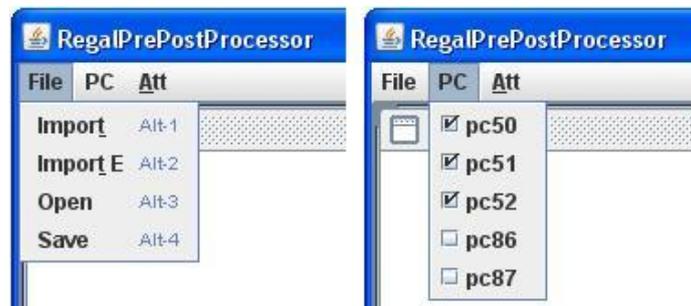


Abb. 10.53: Desktop Frame; Bereitstellung grundlegender Funktionen zum Einlesen und Abspeichern von Daten aus dem Tree Frame

Die Rechenaufträge werden nach dem Import Befehl in einem Java-Tree mit den Rubriken

- *analysis finished* für erfolgreich berechnete Aufträge
- *postproc finished* für Aufträge die erfolgreich gerechnet worden sind und das Post-Processing abgeschlossen ist sowie
- *not finished* für noch nicht berechnete Aufträge

eingeordnet (siehe Abb. 10.54). Der Anwender erhält einen Überblick über die Gesamtsituation der Rechenläufe. Er kann die nicht gerechneten Rechenläufe auf beliebige, von ihm vorher festgelegte Rechner verteilen (siehe Abb. 10.53, rechts).

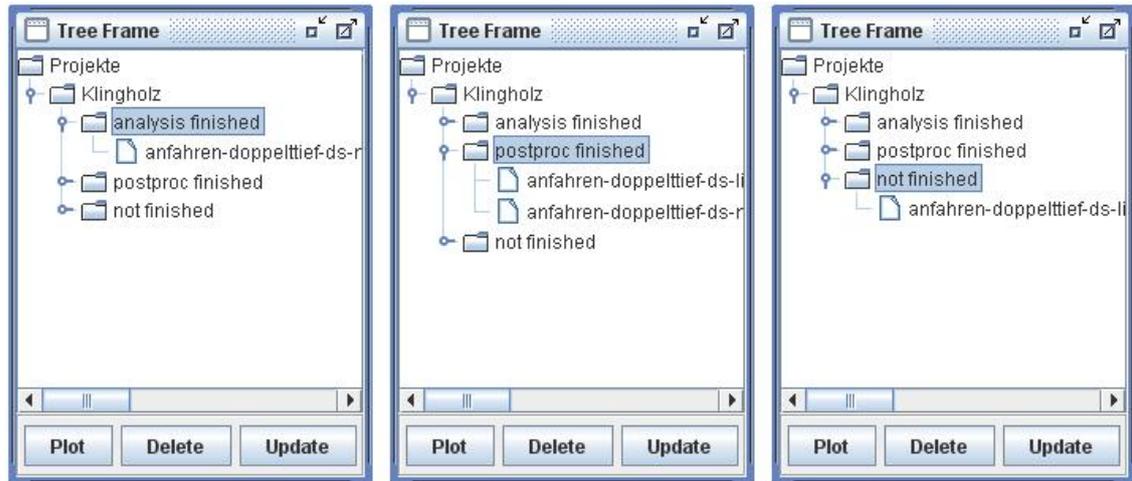


Abb. 10.54: *Tree Frame*; Grafisches Element mit Baumstruktur zur Einordnung der Rechenaufträge

10.6.3 Postprocessing der Finite Elemente Daten

Das Post-Processing von fertig gerechneten Aufträgen erfolgt über den Button *PostProc* (siehe Abb. 10.52). Routinen übernehmen die Auswertung von maximal aufgetretenen Spannungen und Kräften in vorher festgelegten Finiten Elementen. Im *PlotFrame* ist es möglich, Daten aus den Berechnungen einfach darzustellen. In Abb. 10.52 wird beispielsweise der zeitliche Verlauf der Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung gezeigt. Die Auswahl der Daten erfolgt über den *PostProcFrame* (siehe Abb. 10.55).

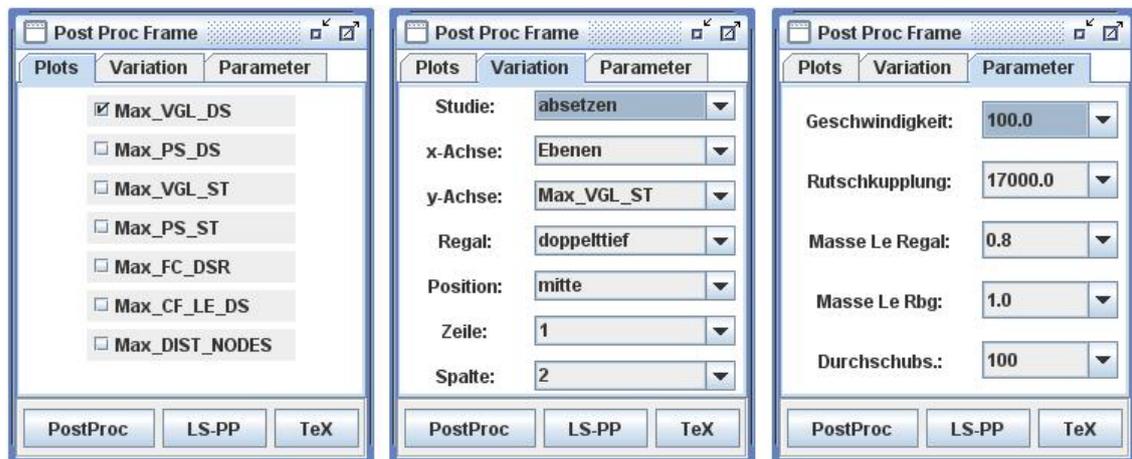


Abb. 10.55: *Post Proc Frame*; Grafisches Element, das die einfache Auswahl von Ergebnissen nach dem Post-Processing ermöglicht

Mit seiner Hilfe werden die Abszissen- und Ordinatenwerte bestimmt, die im *PlotFrame* dargestellt werden. Die Zahlenwerte können für die weitere Verarbeitung in einem Textfile ausgegeben werden. Mit Hilfe der frei verfügbaren Software *LS-PrePost* ist es möglich, Bilddateien aus diesen Textfiles zu erstellen. Der Baum beinhaltet alle Rechenaufträge und

kann deren Information nach Auswahl eines Rechenauftrags anzeigen. Voraussetzung hierfür ist, dass das Post-Processing erfolgreich abgeschlossen wurde. Es besteht die Möglichkeit, den Datenbaum mit seinem Inhalt als Gesamtes abzuspeichern und wieder zu laden. Die Informationen über Spannungs- und Kraftverläufe stehen dem Anwender wieder zur Verfügung.

Formelverzeichnis

\vec{I}	Impuls eines Körpers
E_V	Verlustenergie
m	Masse eines Körpers
\vec{F}^a	Äussere Summenkraft auf einen Körper
\vec{F}_s^a	Äussere Summenkraft des Stoßes auf einen Körper
\vec{S}	Stoß
ϵ	Stoßzahl zur Beschreibung teilelastischer Stöße
c_{RBG}	Steifigkeit des Regalbediengerätes in Einlagerungsrichtung in der Höhe des Einlagerungsfachs.
c_{PT}	Gesamtsteifigkeit beider Palettenträger in Einlagerungsrichtung
$c_{ST,i}$	Steifigkeiten des Regals in Einlagerungsrichtung am jeweiligen Befestigungspunkt der Durchschubsicherung
c_{DS}	Steifigkeit der Durchschubsicherung an der Anfahrposition der Ladeinheit
F_{RK}	Grenzkraft der Rutschkupplung
$F_{R,PT}$	Reibkraft zwischen Ladeinheit und Palettenträger
F_{PT}	Reaktionskraft des Palettenträgers
F_{DS}	Reaktionskraft der Durchschubsicherung
ν_{PT}	Reibbeiwert zwischen Ladeinheit und Palettenträger
m_{GZ}	Masse der beweglichen Gabelzinken
$m_{LE,RBG}$	Masse der Ladeinheit auf dem Regalbediengerät
$m_{LE,Regal}$	Masse der Ladeinheit im Regal
v	Geschwindigkeit der Gabelzinken
d_1	Abstand der Ladeinheit von der Durchschubsicherung im Ausgangszustand

Literaturverzeichnis

- [Arn-05] Arnold, K.; Gosling, J.; Holmes, D.:
Java (TM) Programming Language.
The Addison-Wesley Professional, 2005
- [Bat-90] Bathe, K.-J.
Finite-Elemente-Methoden
Springer Verlag, 1990
- [DIN18800] Deutsches Institut für Normung e.V.:
Bemessung und Konstruktion. Träger, Stützen, Verbindungen.
Berlin, 2004
- [Eur-89] Eurocode No. 2
Design of concrete Structures. Part 1: General Rules and Rules für Buildings
Dezember 1989
- [Eur-90] Eurocode for Actions on Structures
Draft June 1990
- [Gum-94] Gummert, P.; Reckling, K.A.:
Mechanik.
Vieweg, 1994
- [Gün-07] Günthner, W.A.; Heptner, K.:
Technische Innovationen für die Logistik.
Huss Verlag München, 2007
- [Hau-02] Hauger, W.; Gross, D.; Schröder, J.; Wall, W.A.:
Technische Mechanik Band 2: Elastostatik.
Springer-Verlag, 2009
- [Hau-83] Hauger, W.; Schnell, W.; Gross, D.:
Technische Mechanik Band 3: Kinetik.
Springer-Verlag, 1983
- [Hüb-07] Hübner, K.-T.:
RegalPrePostProcessor - Eine Software zur Unterstützung des Pre- und Post-
processing von Finite Elemente Daten.
Karl-Thomas Hübner, 2007
- [ISO2394] General Principles on Reliability for Structures
Second Edition 1986

- [Krä-99] Krätzig, W.B.; Wittek, U.:
Tragwerke 1: Theorie und Berechnungsmethoden statisch bestimmter Stab-
tragwerke.
Springer, 1999
- [Krü-09] Krüger, G.; Stark, T.:
Handbuch der Java-Programmierung.
Pearson Education, 2009
- [Col-66] Collatz, L.
The Numerical Treatment of Differential Equations
Springer Verlag, New York 1966
- [Man-07] Manual, L.S.D.K.U. and Volume, I.:
Version 971
LSTC, May 2007
- [The-06] Theory Manual
Version 2.1
LSTC, May 2006
- [prEN15512] Deutsches Institut für Normung e.V.
Ortsfeste Regalsysteme aus Stahl, Verstellbare Palettenregale.
Grundlagen der statischen Bemessung, Berlin 2006
- [prEN528] Deutsches Institut für Normung e.V.
Regalbediengeräte-Sicherheit.
Berlin 2004
- [Red-07] Reddy, J.N.:
Energy principles and variational methods in applied mechanics.
John Wiley & Sons Inc, 2002
- [RMI-05] Rack Manufacturers Institute
Specification for the Design, Testing and Utilization of Industrial Steel Sto-
rage Racks.
Charlotte, 2005

Abbildungsverzeichnis

1.1	Stahlbau eines Hochregallagers in Silobauweise [Quelle: SSI Schäfer Noell GmbH]	1
1.2	Stahlbau eines freistehenden Palettenlagers [Quelle: SSI Schäfer Noell GmbH]	1
1.3	Blick in das Innere eines Hochregallagers [Quelle: SSI Schäfer Noell GmbH]	2
1.4	Regalbediengeräte in einem Hochregallager [Quelle: SSI Schäfer Noell GmbH]	3
2.1	Methode der Grenzzustände	8
2.2	Stütze unter Einwirkung der Eigen- und Palettenlast $Q_{d,ST}$ und horizontaler Beschickungslast $Q_{d,RBG}$ durch das Regalbediengerät	13
3.1	Freistehendes Palettenhochregallager	18
3.2	Palettenhochregallager in Silobauweise	18
3.3	Versuchsregal bei SSI Schäfer	19
3.4	Lage der Integrationspunkte des Palettenträger- und Stützenquerschnitts	19
3.5	Regalfach mit Ladeeinheiten, die als starre Körper mit Kontakt und Reibung auf den Palettenträgern positioniert werden	20
3.6	Regalfach mit Ladeeinheiten, die als Massenpunkte mit diskreten Federelementen modelliert werden	21
3.7	Lage der Integrationspunkte des U-Profiles und des Verbindungsbleches zwischen Durchschubsicherung und Regal	22
3.8	Flussdiagramm bezüglich des Ablaufs bei der Erstellung, Berechnung und Auswertung der Finite Elemente Daten	26
3.9	<i>RegalPrePostProcessor</i> ; eine Software zur Unterstützung des Pre- und Postprocessings automatisch generierter und berechneter Finite Elemente Daten	27
3.10	Balkenmodell des Hochregallagers in Silobauweise	28
3.11	Modellierung der beiden untersten Ebenen als Schalenmodell; Rest des Regals bleibt ein Balkenmodell	29
3.12	Quasistatischer Zugtest am Verbindungsblech; Darstellung der Vergleichsspannung	29
3.13	Detail Regalstütze: Versagen des Stützenquerschnitts aufgrund der Zugkraft am Verbindungsblech	30
3.14	Vergleich der Last-Verschiebungskurven	30
4.1	Durchschubsicherung als Einfeldträger mit Einzellast	33
4.2	Modellbildung des Regalbediengerätes	34
4.3	Vorgabe der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln	35

4.4	Federkennlinie der Rutschkupplung	35
4.5	Modellierung des Antriebs des Regalbediengerätes	36
4.6	Zeitlicher Ablauf der Berechnung <i>Anfahren der Durchschubsicherung</i>	36
4.7	Vergleichsspannung in der Regalstütze, angetragen über der Ebene des Regals	38
4.8	Plastische Dehnung in der Regalstütze, angetragen über der Ebene des Regals	39
4.9	Finite Elemente Modell der untersten Ebene des freistehenden Regals	39
4.10	Zeitlicher Verlauf der höchsten Vergleichsspannung in der Regalstütze	40
4.11	Zeitlicher Verlauf der plastischen Dehnung in der Regalstütze	40
4.12	Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Ebene des Regals	41
4.13	Plastische Dehnung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Ebene des Regals	41
4.14	Zeitlicher Verlauf der höchsten Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung	42
4.15	Zeitlicher Verlauf der höchsten plastischen Dehnung in der Durchschubsicherung	43
4.16	Maximale Verschiebung der Ladeinheit zum Zeitpunkt der höchsten Belastung; Einlagerung im Regalfach: Mitte	44
4.17	Maximale Verschiebung des Regals und seiner Komponenten zum Zeitpunkt der höchsten Belastung; Einlagerung im Regalfach: Mitte	44
4.18	Plastisch verformte Durchschubsicherung und Regalstützen nach Entlastung; Regalfach: Mitte	45
4.19	Vergleichsspannung in der Regalstütze, angetragen über den 21 Ebenen des Regals	47
4.20	Zeitlicher Verlauf der größten Vergleichsspannung in der Regalstütze	47
4.21	Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über den Ebenen des Regals	48
4.22	Plastische Dehnung der Durchschubsicherung, angetragen über den Ebenen des Regals	48
4.23	Zeitlicher Verlauf der höchsten Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung	49
4.24	Zeitlicher Verlauf der höchsten plastischen Dehnung in der Durchschubsicherung	50
4.25	Maximale Verschiebung der Ladeinheit zum Zeitpunkt der höchsten Belastung; Einlagerung im Regalfach: Mitte	51
4.26	Maximale Verschiebung des Regals und seiner Komponenten zum Zeitpunkt der höchsten Belastung; Einlagerung im Regalfach: Mitte	51
4.27	Plastisch verformte Durchschubsicherung und Regalstützen nach Entlastung; Einlagerung im Regalfach: Mitte	52
5.1	Finite Elemente Modell des Regalbediengerätes	56
5.2	Parallelführung des Hubwagens	56
5.3	Zeitlicher Verlauf des Absetzens des Hubwagens	57
5.4	Zeitlicher Ablauf der Berechnung <i>Unsanftes Absetzen einer Ladeinheit</i>	57
5.5	Bezeichnung der Palettenträger beim Absetzvorgang	58

5.6	Maximale Vergleichsspannung in den Regalstützen, angetragen über den Ebenen des Regals	59
5.7	Plastische Dehnung in der Regalstütze, angetragen über den Ebenen des Regals	59
5.8	Zeitlicher Verlauf der Vergleichsspannung im vorderen Palettenträger; Absatzposition in der ersten Ebene	60
5.9	Zeitlicher Verlauf der Vergleichsspannung im hinteren Palettenträger; Absatzposition in der ersten Ebene	61
5.10	Dynamikbeiwert des hinteren Palettenträgers, angetragen über den Ebenen des Regals	62
5.11	Dynamikbeiwert des vorderen Palettenträgers, angetragen über den Ebenen des Regals	62
5.12	Maximale Vergleichsspannung in den Regalstützen, angetragen über den Ebenen des Regals	63
5.13	Plastische Dehnung in der Regalstütze, angetragen über den Ebenen des Regals	63
5.14	Dynamikbeiwert des vorderen Palettenträgers, angetragen über den Ebenen des Regals	64
5.15	Dynamikbeiwert des hinteren Palettenträgers, angetragen über den Ebenen des Regals	65
6.1	Zeitlicher Ablauf der Berechnung <i>Durchfallen von Ware auf die darunter liegende Ebene</i>	67
6.2	Abgestürzte Ladeeinheit in die darunter liegende Ebene	68
6.3	Verformter Palettenträger	68
6.4	Zeitlicher Verlauf der Querkraft im Palettenträger	69
6.5	Zeitlicher Verlauf des Biegemoments im Palettenträger	69
7.1	Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln	72
7.2	Plastische Dehnung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln	72
7.3	Vergleichsspannung in den Regalstützen, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln	73
7.4	Plastische Dehnung in den Stützen, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln	73
7.5	Kontaktkraft zwischen Ladeeinheit im Regal und Durchschubsicherung, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln	74
7.6	Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln	75
7.7	Plastische Dehnung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln	75
7.8	Vergleichsspannung in der Stütze, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln	76
7.9	Plastische Dehnung in der Stütze, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln	76

7.10	Kontaktkraft zwischen Ladeinheit im Regal und Durchschubsicherung, angetragen über der Geschwindigkeit der Teleskopgabeln	77
8.1	Gerader zentraler Stoß eines Körpers	81
8.2	Gerader zentraler Stoß zweier Körper	82
8.3	Zeitlicher Verlauf der Stoßkraft $F_s^a(t)$ während der Kompressionsphase (I) und der Restitutionsphase (II)	83
8.4	Deformation der Feder durch die Gewichtskraft der Masse m_1 und anschließendem Stoß durch die Masse m_2	87
8.5	Variierende Steifigkeitsverhältnisse in den unterschiedlichen Ebenen des Regals	89
8.6	Variierende Steifigkeitsverhältnisse in den unterschiedlichen Ebenen des Regals	89
8.7	Mechanisches Ersatzsystem für die Durchschubsicherung; Anfahrvorgang in Fachmitte	91
8.8	Mechanisches Ersatzsystem für die Durchschubsicherung; Anfahrvorgang im Fach links	91
8.9	Ersatzmodell des Regals, Regalbediengerätes, der bewegten Massen der Ladeeinheiten und der Teleskopgabeln	92
8.10	Ersatzmodell des Regals, Regalbediengerätes, der bewegten Massen der Ladeeinheiten und der Teleskopgabeln	93
8.11	Ersatzmodell des Regals, Regalbediengerätes, F_{DS} der bewegten Massen der Ladeeinheiten und der Teleskopgabeln	94
8.12	Ersatzmodell des Regals, Regalbediengerätes, F_{DS} der bewegten Massen der Ladeeinheiten und der Teleskopgabeln	94
8.13	Ersatzmodell des Regals, Regalbediengerätes, F_{DS} der bewegten Massen der Ladeeinheiten und der Teleskopgabeln	96
8.14	Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte	97
8.15	Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte	98
8.16	Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte	99
8.17	Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte	100
8.18	Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte	101
9.1	Versuchsanordnung in der doppelttiefen Zeile	103
9.2	Regalstützen mit Verbindungsblechen	104
9.3	Stütze mit Verbindungsblech zur Durchschubsicherung. DMS an der Stütze sowie an beiden Seiten des Verbindungsblechs	104
9.4	DMS Rosette am Verbindungsblech von Durchschubsicherung und Regal	105
9.5	Palette mit Kraftmessdosen zur Bestimmung der Kontaktkräfte zwischen Palette und Durchschubsicherung	105

9.6	Seilzugwegaufnehmer zur Bestimmung der Verformung der Durchschubsicherung	106
9.7	Anbringung des Seilzugwegaufnehmers in der Mitte der Durchschubsicherung; DMS zur Bestimmung der Dehnungen am oberen Steg, Mitte und unteren Steg der Durchschubsicherung	106
9.8	Palette mit Stahlkörper (30kg pro Stange) für Anfahrvorgang	107
9.9	Palette mit Stahlkörper im Anfahrfach; Gesamtmasse: 170kg	107
9.10	Regalbediengerät mit 1to Zuladung	108
9.11	Bestimmung der Auslösekraft der Rutschkupplung des Regalbediengerätes	109
9.12	Bestimmung der Reibbeiwerte zwischen Palette und Palettenträger sowie zwischen Palette und Teleskopgabeln des Regalbediengerätes	109
9.13	Geschwindigkeit der Teleskopgabeln des Regalbediengerätes	110
9.14	Lage der DMS	111
9.15	Verbindungskraft im Verbindungsblech	112
9.16	Zeitlicher Verlauf der Kontaktkraft zwischen Palette und Durchschubsicherung	113
9.17	Zeitlicher Verlauf der Normalkraft im Verbindungsblech 2	113
9.18	Zeitlicher Verlauf der Normalkraft im Verbindungsblech 3	114
9.19	Zeitlicher Verlauf der Verschiebung der Durchschubsicherung	114
9.20	Zeitlicher Verlauf der Kontaktkraft zwischen Palette und Durchschubsicherung	115
9.21	Zeitlicher Verlauf der Normalkraft im Verbindungsblech 2	115
9.22	Zeitlicher Verlauf der Normalkraft im Verbindungsblech 3	116
9.23	Zeitlicher Verlauf der Verschiebung der Durchschubsicherung	116
9.24	Zeitlicher Verlauf der Kontaktkraft zwischen Palette und Durchschubsicherung	117
9.25	Zeitlicher Verlauf der Normalkraft im Verbindungsblech 2	117
9.26	Zeitlicher Verlauf der Normalkraft im Verbindungsblech 3	118
9.27	Zeitlicher Verlauf der Verschiebung der Durchschubsicherung	118
9.28	Zeitlicher Verlauf der Kontaktkraft zwischen Palette und Durchschubsicherung	119
9.29	Zeitlicher Verlauf der Normalkraft im Verbindungsblech 2	119
9.30	Zeitlicher Verlauf der Normalkraft im Verbindungsblech 3	120
9.31	Zeitlicher Verlauf der Verschiebung der Durchschubsicherung	120
10.1	Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Masse der Ladeeinheit im Regal	128
10.2	Plastische Dehnung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Masse der Ladeeinheit im Regal	128
10.3	Vergleichsspannung in der Stütze, angetragen über der Masse der Ladeeinheit im Regal	129
10.4	Plastische Dehnung in der Stütze, angetragen über der Masse der Ladeeinheit im Regal	129
10.5	Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Masse der Ladeeinheit am Regalbediengerät	130

10.6	Plastische Dehnung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Masse der Ladeeinheit am Regalbediengerät	130
10.7	Vergleichsspannung in der Stütze, angetragen über der Masse der Ladeeinheit am Regalbediengerät	131
10.8	Plastische Dehnung in der Stütze, angetragen über der Masse der Ladeeinheit am Regalbediengerät	131
10.9	Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Grenzkraft der Rutschkupplung	132
10.10	Plastische Dehnung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Grenzkraft der Rutschkupplung	132
10.11	Vergleichsspannung in der Stütze, angetragen über der Grenzkraft der Rutschkupplung	133
10.12	Plastische Dehnung in der Stütze, angetragen über der Grenzkraft der Rutschkupplung	133
10.13	Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Masse der Ladeeinheit im Regal	134
10.14	Plastische Dehnung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Masse der Ladeeinheit im Regal	135
10.15	Vergleichsspannung in der Stütze, angetragen über der Masse der Ladeeinheit im Regal	135
10.16	Plastische Dehnung in der Stütze, angetragen über der Masse der Ladeeinheit im Regal	136
10.17	Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Masse der Ladeeinheit am Regalbediengerät	136
10.18	Plastische Dehnung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Masse der Ladeeinheit am Regalbediengerät	137
10.19	Vergleichsspannung in der Stütze, angetragen über der Masse der Ladeeinheit am Regalbediengerät	137
10.20	Plastische Dehnung in der Stütze, angetragen über der Masse der Ladeeinheit am Regalbediengerät	138
10.21	Vergleichsspannung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Grenzkraft der Rutschkupplung	138
10.22	Plastische Dehnung in der Durchschubsicherung, angetragen über der Grenzkraft der Rutschkupplung	139
10.23	Vergleichsspannung in der Stütze, angetragen über der Grenzkraft der Rutschkupplung	139
10.24	Plastische Dehnung in der Stütze, angetragen über der Grenzkraft der Rutschkupplung	140
10.25	Reduzierung der Durchschubsicherung auf einen Einfeldträger mit Ersatzsteifigkeiten aus den Feldern 1 und 3	141
10.26	Verformungsbild zur Bestimmung der Biegesteifigkeit c_B des Nachbarfeldes 1 oder 3 aufgrund einer Verdrehung der inneren Lagerstelle	142
10.27	Verformungsbild zur Bestimmung der Biegesteifigkeit c_V des Nachbarfeldes 1 oder 3 aufgrund einer Verschiebung der inneren Lagerstelle	143
10.28	Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte	147

10.29	Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte	148
10.30	Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte	149
10.31	Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte	150
10.32	Vergleich der maximalen Kontaktkraft zwischen Durchschubsicherung und Ladeeinheit im Regal für die Anfahrpositionen links und Mitte	151
10.33	Regalstützen mit Verbindungsblechen	152
10.34	Anbringung des Seilzugwegaufnehmers in der Mitte der Durchschubsicherung; DMS zur Bestimmung der Dehnungen am oberen Steg, Mitte und unteren Steg der Durchschubsicherung	152
10.35	Kraft im Verbindungsblech 1	153
10.36	Kraft im Verbindungsblech 4	153
10.37	Normalspannung im oberen Steg der Durchschubsicherung	154
10.38	Normalspannung im unteren Steg der Durchschubsicherung	154
10.39	Kraft im Verbindungsblech 1	155
10.40	Kraft im Verbindungsblech 4	155
10.41	Normalspannung im oberen Steg der Durchschubsicherung	156
10.42	Normalspannung im unteren Steg der Durchschubsicherung	156
10.43	Kraft im Verbindungsblech 1	157
10.44	Kraft im Verbindungsblech 4	157
10.45	Normalspannung im oberen Steg der Durchschubsicherung	158
10.46	Normalspannung im unteren Steg der Durchschubsicherung	158
10.47	Kraft im Verbindungsblech 1	159
10.48	Kraft im Verbindungsblech 4	159
10.49	Normalspannung im oberen Steg der Durchschubsicherung	160
10.50	Normalspannung im unteren Steg der Durchschubsicherung	160
10.51	<i>RegalPrePostProcessor</i> ; eine Software zur Unterstützung des Pre- und Postprocessings automatisch generierter und berechneter Finite Elemente Daten	161
10.52	Textfile mit den Daten der Rechenaufträge	165
10.53	<i>Desktop Frame</i> ; Bereitstellung grundlegender Funktionen zum Einlesen und Abspeichern von Daten aus dem <i>Tree Frame</i>	165
10.54	<i>Tree Frame</i> ; Graphisches Element mit Baumstruktur zur Einordnung der Rechenaufträge	166
10.55	<i>Post Proc Frame</i> ; Grafisches Element, das die einfache Auswahl von Ergebnissen nach dem Post-Processing ermöglicht	166

Tabellenverzeichnis

1.1	Daten aller untersuchter Regale	6
2.1	Teilsicherheitsbeiwerte für ständige- und veränderliche Einwirkungen nach prEN 15512	12
2.2	Teilsicherheitsbeiwerte für veränderliche Lasten nach DIN 18800 und prEN 15512 und Globale Sicherheit gegen Versagen	15
3.1	Stahlsorten der untersuchten Regale	21
3.2	Schritt-für-Schritt Lösung nach der zentralen Differenzenmethode für den Fall allgemeiner Massen- und Dämpfungsmatrizen	25
4.1	Daten der Regalbediengeräte für die untersuchten Regale	37
4.2	Maximale und bleibende Verschiebung der Regalstütze und Durchschubsicherung für die Anfahrpositionen im Regalfach Mitte und links, Einlageebene 1	45
4.3	Maximale und bleibende Verschiebung der Regalstütze und Durchschubsicherung für die Anfahrpositionen im Regalfach Mitte und links, Einlageebene 1	52
5.1	Daten der Regalbediengeräte für die untersuchten Regale	55
6.1	Dynamikbeiwert der Regalstütze beim Absturz einer Ladeinheit	70
8.1	Ersatzfedersteifigkeiten für das analytische Berechnungsmodell	90
8.2	Parameter des Ersatzsystems	92
9.1	Realisierte Versuche	110