

**Erstellung einer Dimensionierungsgleichung zur  
Verwendung von Twistlocks in arktischen Regionen**

Development of a dimensioning equation for the use of twistlocks  
in arctic regions

Dissertation

zur

Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik  
der Universität Rostock

vorgelegt von: Josefine Kistner, geb. am 12.02.1985 in Berlin  
aus Rostock

Universität  Rostock Traditio et Innovatio

Lehrstuhl Schiffstechnische Konstruktionen

Rostock, 19. Dezember 2019

Erstgutachter: Prof. Dr. Kaeding    Universität Rostock - Lehrstuhl für Schiffstechnische  
Konstruktionen  
Zweitgutachter: Prof. Dr. Henkel    Universität Rostock - Lehrstuhl für Fügetechnik

Verteidigungsdatum: 26.11.2019

Copyright © 2019, Josefine Kistner  
Alle Rechte vorbehalten, Text, Bilder und Grafiken sind geschütztes Material.

Josefine Kistner  
Gerhart-Hauptmann-Str. 8  
D-18055 Rostock  
Tel: + 49 151 54788577  
email: josefine.kistner@posteo.de

Josefine Kistner  
josefine.kistner@posteo.de

**Selbständigkeitserklärung**

Ich versichere hiermit, dass ich die vorliegende Dissertation selbständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die von mir angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Werken wörtlich oder inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Ich versichere, dass ich bisher keine Arbeit mit gleichem oder ähnlichem Thema bei einer Prüfungsbehörde oder anderen Hochschule vorgelegt habe.

Ort, Datum

Unterschrift



# Danksagung

Für die umfangreiche, geduldige und intensive Betreuung und Hilfe möchte ich meinem Mentor und Betreuer Prof. Patrick Kaeding danken. Er hat mir in schwierigen fachlichen Situationen mit Rat und Tat zur Seite gestanden und nie die Hoffnung verloren, dass ich die Promotion beenden werde. Die Inspirationen für das Thema, seine Hilfe bei der Versuchsplanung und die sehr klugen Einwände bei der Versuchsdurchführung haben das Weiterführen der Arbeit ermöglicht und mich immer wieder auf den richtigen „Weg“ geführt.

Vielen Dank an Prof. Henkel für die Unterstützung und die Begutachtung dieser Arbeit.

Mein besonderer Dank gilt meinem Kollegen Eldor Backhaus, ohne den die Versuche nicht so zeitnah und komplikationslos durchgeführt worden wären. Seine Unterstützung und seine akkurate Arbeitsweise haben mir sehr geholfen, die Simulationen auf diese Weise zu validieren und meine Arbeit zu beenden.

Mein weiterer Dank gilt den folgenden Personen, die mir immer wieder ein Ohr geliehen haben und mir mit guten Ratschlägen aus mancher Krise geholfen haben: Thomas Lindemann, Steffen Garke, Hannes Prommer, Jessica Wiechmann und Hannes Lindner. Vielen Dank an die Studenten, die Zuarbeiten für diese Arbeit gemacht haben.

Der größte Dank für seine Geduld und dass er mir die Freiheit gegeben hat diese Arbeit zu beenden, geht an meinen Mann Gunnar Kistner. Außerdem danke ich meinen Kindern die mir die Möglichkeiten gegeben haben, immer wieder gedanklich neu an meine Aufgaben heranzugehen und mir gerade in der Endphase Zeit gelassen haben, die Arbeit fertigzustellen.

Teile der vorgestellten Forschungsergebnisse wurden im Rahmen des Verbundprojektes „POLAR“ erzielt. Das Forschungsprojekt wurde vom Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) unter der Projektnummer 03WKBX02I finanziert. Für den Inhalt dieser Arbeit bin ausschließlich ich verantwortlich.

# Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis . . . . .	IX
Tabellenverzeichnis . . . . .	XVI
Symbolverzeichnis . . . . .	XVIII
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik</b>	<b>5</b>
2.1 Operationsgebiet . . . . .	5
2.2 Twistlock-System . . . . .	6
2.2.1 Aufbau des Twistlocks . . . . .	7
2.2.2 Varianten des Bottom Twistlocks und der Containerecke . . . . .	10
2.3 Regressionsanalyse . . . . .	12
2.4 Spezielle Techniken der FEM . . . . .	14
2.4.1 Kontakte . . . . .	15
2.4.2 Submodelltechnik . . . . .	18
2.4.3 Bilineare Materialeigenschaften . . . . .	21
<b>3 Voraussetzungen der Analyse</b>	<b>25</b>
3.1 Material . . . . .	25
3.1.1 Temperatureinfluss auf das Material . . . . .	27
3.1.2 Ermittlung der Materialdaten mittels Zugproben . . . . .	29
3.1.3 Materialmodell für die Simulationen . . . . .	41
3.2 Berechnung der Belastungen am Twistlock . . . . .	44
3.2.1 Standardcontainer auf Containerschiff . . . . .	44
3.2.2 Standardcontainer auf Offshore Plattform . . . . .	51
3.2.3 Kranmodul auf Offshore Plattform . . . . .	53
<b>4 Lokales Berechnungssystem</b>	<b>62</b>
4.1 Versuche . . . . .	62
4.1.1 Schwerlast-Bauteil-Prüfsystem und Messtechnik . . . . .	62
4.1.2 Aufbau und Ablauf der Versuche . . . . .	64
4.1.3 Versuchsergebnisse . . . . .	71
4.2 Simulation des lokalen Twistlock-Systems . . . . .	87
4.2.1 Modellaufbau . . . . .	87
4.2.2 Simulationsauswertung . . . . .	92
4.3 Zusammenfassung zum lokalen Modell . . . . .	99
<b>5 Globales Berechnungssystem</b>	<b>101</b>
5.1 Ablauf der Simulationen in ANSYS . . . . .	101
5.2 Aufbau des globalen Modells . . . . .	103

5.2.1	Geometrie . . . . .	103
5.2.2	Material . . . . .	104
5.2.3	Vernetzung . . . . .	105
5.2.4	Belastungen . . . . .	107
5.2.5	Übergabe Grob- zum Submodell . . . . .	108
5.2.6	Containermodul . . . . .	109
5.3	Auswertungsparameter an dem Twistlock . . . . .	109
5.3.1	Wahl des Auswertungspunkts . . . . .	110
5.3.2	Zugversuchssimulation . . . . .	112
5.3.3	Basis . . . . .	114
5.4	Ergebnisse des globalen Systems . . . . .	115
5.5	Zusammenfassung zum globalen Modell . . . . .	120
<b>6</b>	<b>Erstellung der Dimensionierungsgleichung</b>	<b>122</b>
6.1	Schubspannungen in Abhängigkeit von $\varphi$ und $T$ . . . . .	123
6.2	Erstellung einer Dimensionierungsgleichung . . . . .	129
6.3	Verwendung der Dimensionierungsgleichung . . . . .	132
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung der Ergebnisse und Ausblick</b>	<b>135</b>
	<b>Anhang</b>	<b>140</b>
<b>A</b>	<b>Ergebnisse der Zugproben</b>	<b>142</b>
A.1	Containerecke CE 2 . . . . .	142
A.2	Containerecke CE 1 . . . . .	144
A.3	Twistlock Twist 3 . . . . .	146
A.4	Twistlocks Twist 2 . . . . .	148
A.5	Twistlocks Twist 1 . . . . .	150
A.6	Zugproben - ANSYS - Vergleich . . . . .	152
A.7	Materialkenndaten Zugprobe Twistlock und Containerecke . . . . .	155
<b>B</b>	<b>Herleitung der Bewegungsgleichungen für positive Rollwinkel</b>	<b>158</b>
<b>C</b>	<b>Netzkonvergenzstudie für das lokale Twistlock-System</b>	<b>163</b>
<b>D</b>	<b>Ergebnisse des Zugversuchs - Twist 1 und CE 1</b>	<b>171</b>
D.1	Ergebnisse des Zugversuchs - Twist 1 und CE 1 ( $\varphi = 0^\circ$ ) . . . . .	171
D.2	Betriebsfestigkeitsversuch . . . . .	173
D.3	Sonderfall Finsterwalder: Zugversuch mit Dovetail-Platte . . . . .	174
<b>E</b>	<b>Versuchsübersicht</b>	<b>176</b>
<b>F</b>	<b>Verschiebungs- und Vergleichsspannungsanalyse</b>	<b>181</b>
<b>G</b>	<b>Auswertung des Containermoduls</b>	<b>191</b>
<b>H</b>	<b>Verschiedene Ansichten</b>	<b>193</b>
H.1	Containermodell . . . . .	193
H.2	Kranmodul . . . . .	194
H.3	Detailansicht Twistlock-System & Containerecke . . . . .	194



# Abbildungsverzeichnis

1.1	Twistlock Befestigung an Deck mit Twistlockfuss, Containerecke . . . . .	1
2.1	Die geographische Lage der Karasee . . . . .	5
2.2	Dimensionen des Twistlocks . . . . .	7
2.3	Abmessungen des Containers und der Containerecke . . . . .	8
2.4	Abmessungen der Containerecke . . . . .	9
2.5	Vergleich der Twistlockvarianten von Twist 2 und 3 . . . . .	11
2.6	Vergleich der Twistlockvarianten von Bowmann und SEC Bremen . . . . .	11
2.7	Vergleich der Twistlockvarianten von Twist 2 und 3 in der Realansicht . . . . .	11
2.8	Beispiel einer linearen Regression . . . . .	13
2.9	Beispiel einer Nicht-linearen Regression . . . . .	14
2.10	Zwei in Kontakt befindliche asymmetrische Körper . . . . .	16
2.11	Piktogramm des Submodells . . . . .	20
2.12	Axiales Bauteil (a), ausgesetzt der Belastung und Entlastung zeigt elastische Deformationen (b) und beidem: elastischer und plastischer Deformation(c) . . . . .	21
2.13	Uniaxiales Spannungs-Dehnungs-Verhalten einiger Plastizitätsoptionen . . . . .	22
2.14	Eine schematische Darstellung des bilinearen Materialgesetzes, $E_T$ ist das Tangentenmodul und $E$ das Elastizitätsmodul . . . . .	23
3.1	E-Modul und die Streckgrenze in Abhängigkeit von der Temperatur . . . . .	28
3.2	Reibungskoeffizient $\mu$ für die Kontaktflächen Stahl/Eis und das E-Modul von Stahlguss . . . . .	29
3.3	Definitionen der Extensometer-Dehnungen . . . . .	30
3.4	Beispiel einer bearbeiteten Probe mit rechteckigem Querschnitt . . . . .	31
3.5	Extensometer an der Probe, bei $\pm 25$ mm . . . . .	32
3.6	Kühlkammer mit Videoextensometer . . . . .	33
3.7	Unbeschädigte und beschädigte Zugproben für den 2. Durchgang . . . . .	36
3.9	Lunker in der Twistlock Basis von Twist 1 nach Betriebsfestigkeitsversuch . . . . .	37
3.8	Links: Lunker in der Twistlock Basis von Twist 1 und rechts: Lunker in der Twistlock Basis von Twist 2 . . . . .	37
3.10	CE 2: Vergleich Kältekammer $T=-40^\circ$ und RT $T=23^\circ$ . . . . .	38
3.11	Zugprobe eingespannt in die Zugmaschine mit Extensometer . . . . .	39
3.12	Vergleich der Versuchs- und Simulationsergebnisse . . . . .	40
3.13	Von-Mises Spannungsverteilung der Probe P3 . . . . .	41
3.14	Die Streckgrenze in Abhängigkeit von der Temperatur mit neuen Anfangsdaten . . . . .	42
3.15	Rollen . . . . .	45
3.16	Stampfen . . . . .	45
3.17	Schiffsbeschleunigungen und Schiffsbewegungen . . . . .	47
3.18	Grundkraftbeiwert $c_{f0}$ . . . . .	48
3.19	Kräfte die in Quer- und Längsrichtung . . . . .	50

3.20	Kräfte an einem Container auf einer Offshore Plattform . . . . .	51
3.21	Kräfte an einem Container auf einer Offshore Plattform . . . . .	53
3.22	Containerunterboden . . . . .	54
3.23	Bild des Krans VR85/6S Sealand von Amco Veba . . . . .	54
3.24	Technische Zeichnung eines Krans VR85/6S . . . . .	54
3.25	Schematische Zeichnung . . . . .	55
3.26	Kräfte an einem Kranmodul auf einer Offshore Plattform . . . . .	55
3.27	Kraftverlauf des Krans auf einer Offshore Plattform am Kranschwerpunkt, am Containerunterbodenschwerpunkt und am Kranausleger . . . . .	58
3.28	Vereinfachtes Kranmodul als Balken für die ungefähren Belastungen an den Lagern/Twistlocks . . . . .	59
4.1	Schwerlast-Bauteilprüfsystem . . . . .	63
4.2	Kraft-Weg-Diagramm Korrektur . . . . .	64
4.3	Wahl der Containerecke . . . . .	65
4.4	Vergleich der verschiedenen Containerecken . . . . .	65
4.5	Aufbau der Zugversuche . . . . .	67
4.6	Position der Wegaufnehmer . . . . .	68
4.7	Position der Wegaufnehmer beim Druckversuch . . . . .	69
4.8	Aufbau des Druckversuchs bzgl. DMS . . . . .	69
4.9	F-t- Diagramm der periodischen Belastung . . . . .	70
4.10	Der experimentelle Aufbau des Betriebsfestigkeitsversuchs . . . . .	71
4.11	Vergleich der Ergebnisse im Zugversuch für den Twist 1, 2 und 3 . . . . .	73
4.12	Kraft-Verschiebungs-Diagramm der zwei Versuche mit Twist 3 (links: 1. Versuch, rechts: 2. Versuch) . . . . .	74
4.13	Zerstörte Twistlock Kopf nach dem Zugversuch . . . . .	75
4.14	Vergleich der Kraft-Weg-Kurve für die Zugversuche bei $\varphi = 20^\circ$ und $0^\circ$ . . . . .	76
4.15	Zugversuche bei einem Rollwinkel von $20^\circ$ nach den Versuchen (links: 1. Versuch; rechts: 2. Versuch) . . . . .	76
4.16	Zeit-Kraft-Diagramm (oben); Kraft-Verschiebungs-Diagramm der Druckversuche . . . . .	77
4.17	Links: Zeit-Kraft-Diagramm; rechts: Weg-Kraft-Diagramm . . . . .	78
4.18	Druckversuch: Abnutzungserscheinungen an Basis nach dem Versuch 2.2. (links) und diese Fläche wurde bei dem Versuch 8.4. abgefeilt (rechts) . . . . .	78
4.19	Vergleich der Zeit-Verschiebungs-Kurve der Versuche V 2.1., V 2.2., V 2.4. und V 2.6. . . . .	79
4.20	Vergleich der Zeit-Verschiebungs-Kurve der Versuche V 8.2. und V 8.4. . . . .	80
4.21	Vergleich der Kraft-Verschiebungs-Kurve bei $\varphi = 0^\circ$ und $20^\circ$ . . . . .	80
4.22	Vergleich der Zeit-Verschiebungs-Kurve für Versuch 2.6. bei $0^\circ$ Rollwinkel und Versuch 1 bei $20^\circ$ Rollwinkel . . . . .	81
4.23	Be- und Entlastungsvorgang anhand des Kolbenwegs bei $\varphi = 0^\circ$ (Versuch 2.6.) und $20^\circ$ (Versuch 1). . . . .	81
4.24	Vergleichsspannung am DMS 1 und 2 . . . . .	82
4.25	Wegaufnehmer und DMS 1 und 2 bei $\varphi = 20^\circ$ . . . . .	82
4.26	Die Hauptspannungen, die Spannungen in x- und y-Richtung, die Hauptdehnungen und die Dehnungen in x- und y-Richtung . . . . .	83
4.27	Kraft-Zeit- und Kraft-Verschiebungs-Diagramm der Startdatei . . . . .	84
4.28	Kraft-Zeit- und Kraft-Verschiebungs-Diagramm der Dauerdatei . . . . .	84
4.29	Ansicht auf die Rissfläche des Twistlocks der Dauerversuche DV 1, 3 und 4 . . . . .	85

4.30	Vergleich aller Startdateien (oben) und Dauerdateien (unten) der Dauerversuche	85
4.31	Rissprüfung des Twistlock Kopfes nach Betriebsfestigkeitsversuch 2 mit $\varphi = 20^\circ$	86
4.32	Dauerbruch 1 (links) und Bruch (rechts) des Betriebsfestigkeitsversuch 2 mit $\varphi = 20^\circ$	86
4.33	Vergleich des lokalen Modells mit und ohne Hilfskonstruktion	87
4.34	Vergleich zwischen lokalem Modell mit und ohne Hilfskonstruktion	88
4.35	Vergleich der Auflager beim lokalen Modell	88
4.36	Vergleich der Lagerung der Basis beim lokalen Modell	89
4.37	Randbedingungen der Zug- und Drucksimulation	90
4.38	Schnittansicht der Zug- (links) und Drucksimulationen (rechts)	90
4.39	Vernetzung der Auflagerfläche am Twistlock Kopf und die Netzverfeinerung	91
4.40	Elementspannung von-Mises in $\left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right]$ bei einer Vernetzung mit 3 mm	91
4.41	Kraft-Weg-Diagramm für den Zugversuch des Bremer Twistlocks im Vergleich mit den Versuchsdaten	93
4.42	Twistlock Kopf nach dem Zugversuch und als Schnitt durch die Elementansicht nach von-Mises	94
4.43	Vergleich der verschiedenen Schritte des Zugversuchs mit den entsprechenden Verschiebungen in [mm] in z-Richtung	94
4.44	Vergleich der verschiedenen Schritte des Zugversuchs mit den entsprechenden Spannungsverteilungen	95
4.45	Vergleich der Belastung in der Simulation in $\left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right]$ und im Dauerfestigkeitsversuch [Kistner et al., 2018]	95
4.46	Vergleich der Kraft-Verschiebungs-Kurve bei $\varphi = 0^\circ$ für den Versuch und das Experiment	96
4.47	Simulationsergebnisse (links) und die unlegierte Druckfläche nach dem Druckversuch (rechts)	96
4.48	Vergleichsspannung im Druckversuch und in der Simulation	97
4.49	DMS 2 & 4 (links) und die DMS 1 & 3 (rechts)	97
4.50	Draufsicht der Twistlock Basis bei Druckbelastung bei einem Rollwinkel von $20^\circ$	98
5.1	Das Piktogramm des Submodells - aufgebaut nach dem ANSYS Macro; selbsterstelltes Piktogramm anhand [ANSYS, 2011b] und [Madenci und Guven, 2015, S. 607-609]	102
5.2	Containerunterboden - Spezialcontainer	103
5.3	Das globale Simulationsmodell: Containerunterboden mit Twistlock-Systemen	104
5.4	Reibungskoeffizienten am lokalen Twistlock-System: 1. Stahl/Stahl geschmiert $\mu_{2/3/4}$ . Stahl/Eis $\mu(T)$	104
5.5	Vernetzung des globale Simulationsmodells	105
5.6	Beam Definition und Materialien und Vernetzung für die globale Simulation	106
5.7	Randbedingungen am globalen Simulationsmodell	107
5.8	Path am lokalen Twistlock	108
5.9	Vergleich der Summe aller Verschiebungen im Grob- und Submodell für den ausgewählten PATH bei $\varphi = 0^\circ$ und $T = -50^\circ\text{C}$ .	108
5.10	Maße des Containermoduls	109
5.11	Die Ansicht von der Seite (links) und von unten (rechts) auf die Knoten	110
5.12	$\varphi = -5^\circ$ und $T = -50^\circ\text{C}$	111
5.13	$\varphi = -28^\circ$ und $T = 0^\circ\text{C}$	111
5.14	$\varphi = 30^\circ$ und $T = 0^\circ\text{C}$	111

5.15	Die Schubspannungen am Schaftübergang zur Ausbuchtung, mit veränderlichem lokalem Koordinatensystem . . . . .	111
5.16	Kraft-Verschiebungs-Kurve der Simulation des Zugversuchs . . . . .	112
5.17	Schubspannung-Verschiebung-Kurve . . . . .	113
5.18	Die Schubspannungs-Vergleichsspannungs Kurve für die Knoten N6 - N9 . . . .	114
5.19	Ansicht von der Seite (links) und von unten (rechts) auf die ausgewählten Knoten - Schubspannungen in $[\frac{N}{mm^2}]$ . . . . .	114
5.20	Schubspannungen an der Basis, mit rotiertem lokalem Koordinatensystem . . .	115
5.21	Verschiebung USUM des globalen Modells . . . . .	116
5.22	Verschiebung UZ des globalen Modells und des Submodells . . . . .	116
5.23	Verschiebung UZ des globalen Modells im Vergleich mit dem Submodell . . . .	117
5.24	Von-Mises-Spannung des globalen Modells . . . . .	118
5.25	Von-Mises-Spannung des Submodells . . . . .	118
5.26	Elementschubspannung SXZ in $\frac{N}{mm^2}$ an der Aufweitung des Twistlock Kopfes bei $\varphi = -30^\circ$ und $T = 0^\circ$ : links - Grobmodell; rechts - Submodell . . . . .	119
6.1	Die Schubspannungen am Schaftübergang zur Aufweitung bei dem Knoten N6	123
6.2	Die Schubspannungen am Schaftübergang zur Aufweitung bei dem Knoten N8	124
6.3	Die Verschiebungen am lokalen Twistlock-System beim Submodell für $\varphi = -30^\circ$ und $T = 0^\circ C$ im Querschnitt um das 25-fache vergrößert . . . . .	124
6.4	Nodalschubspannung im Submodell auf der gegenüberliegenden Seite des Hebels bei $\varphi = 0^\circ$ und $\varphi = -30^\circ$ und $T = 0^\circ C$ . . . . .	125
6.5	Nodalschubspannung im Submodell auf der Hebelseite mit Knoten N6 bei $\varphi = 0^\circ$ und $\varphi = -30^\circ$ und $T = 0^\circ C$ . . . . .	125
6.6	Schubspannungen am Schaftübergang zur Ausbuchtung bei dem Knoten N6 für negative Rollwinkel . . . . .	126
6.7	Schubspannungen am Schaftübergang zur Ausbuchtung bei dem Knoten N6 für positive Rollwinkel . . . . .	126
6.8	Elementschubspannung im Submodell auf der Hebelseite bei einem Rollwinkel von $\varphi = 30^\circ$ und verschiedenen Temperaturen . . . . .	127
6.9	Der Verlauf der Schubspannung für $\varphi = 30^\circ$ in Abhängigkeit von T (orange) und der Verlauf der Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit von T (blau) . . . .	128
6.10	Der Verlauf der Vergleichsspannung nach von-Mises des Kranmoduls und als Vergleich eine Rechnung des Containermoduls für $\varphi = -30^\circ$ (pinkes Kreuz) . .	128
6.11	Regressionsergebnis nach der Gl. 6.4 für $T = 45^\circ C$ vergleichen mit den Simulationsergebnissen an Knoten N6 . . . . .	130
6.12	Das Regressionsergebnis nach der Gl. 6.4 für $\varphi = +30^\circ$ vergleichen mit den Simulationsergebnissen . . . . .	131
6.13	Das Regressionsergebnis nach Gl. 6.4 für $\varphi = 0^\circ$ vergleichen mit den Simulationsergebnissen . . . . .	131
7.1	Die Vereisung auf einem Fischerboot . . . . .	135
A.1	CE 2: Vergleich Kältekammer $T=-40^\circ$ und Raumtemperatur $T=23^\circ$ Fraunhofer Institut . . . . .	142
A.2	CE 2 Anstieg bis zur Streckgrenze: Vergleich Kältekammer $T=-40^\circ$ und Raumtemperatur $T=23^\circ$ Fraunhofer Institut . . . . .	143
A.3	CE 2 Anstieg bis zur Streckgrenze: Vergleich Kältekammer $T=-40^\circ$ Raumtemperatur $T=23^\circ$ im Fraunhofer Institut und $T=21^\circ$ beim KTL . . . . .	143

A.4	CE 1: Vergleich der einzelnen Zugproben in der Kältekammer bei $T=-40^{\circ}$ IGP . . .	144
A.5	CE 1 Anstieg bis zur Streckgrenze: Vergleich der einzelnen Zugproben in der Kältekammer bei $T=-40^{\circ}$ IGP . . . . .	144
A.6	CE 1 Spannungs-Dehnungs-Diagramm: Vergleich der einzelnen Zugproben in der Kältekammer bei $T=-40^{\circ}$ IGP und beim KTL bei $T=21^{\circ}$ . . . . .	145
A.7	CE 1 Spannungs-Dehnungs-Diagramm: Vergleich der einzelnen Zugproben in der Kältekammer bei $T=-40^{\circ}$ IGP und beim KTL bei $T=21^{\circ}$ . . . . .	145
A.8	Twist 2: Vergleich Kältekammer $T=-40^{\circ}$ und Raumtemperatur $T=23^{\circ}$ IGP . . . . .	146
A.9	Twist 2 Anstieg bis zur Streckgrenze: Vergleich Kältekammer $T=-40^{\circ}$ und Raumtemperatur $T=23^{\circ}$ IGP . . . . .	146
A.10	Twist 2 Anstieg bis zur Streckgrenze: Vergleich Kältekammer $T=-40^{\circ}$ und Raumtemperatur $T=23^{\circ}$ IGP . . . . .	147
A.11	Twist 3 Anstieg bis zur Streckgrenze: Vergleich Kältekammer $T=-40^{\circ}$ Raumtemperatur $T=23^{\circ}$ im IGP und $T=21^{\circ}$ beim KTL . . . . .	148
A.12	Twist 2: Vergleich der einzelnen Zugproben in der Kältekammer bei $T=-40^{\circ}$ IGP	148
A.13	Twist 2 Anstieg bis zur Streckgrenze: Vergleich der einzelnen Zugproben in der Kältekammer bei $T=-40^{\circ}$ IGP . . . . .	149
A.14	Twist 2 Spannungs-Dehnungs-Diagramm: Vergleich der einzelnen Zugproben in der Kältekammer bei $T=-40^{\circ}$ IGP und beim KTL bei $T=21^{\circ}$ . . . . .	149
A.15	Twist 2 Anstieg bis zur Streckgrenze: Vergleich der einzelnen Zugproben in der Kältekammer bei $T=-40^{\circ}$ IGP und beim KTL bei $T=21^{\circ}$ . . . . .	150
A.16	Twist 1 Spannungs-Dehnungs-Diagramm: Vergleich der einzelnen Zugproben beim KTL bei $T=21^{\circ}$ . . . . .	150
A.17	Twist 1 Spannungs-Dehnungs-Diagramm: Vergleich der einzelnen Zugproben beim KTL bei $T=21^{\circ}$ . . . . .	151
A.18	Twist 1 Spannungs-Dehnungs-Diagramm: Vergleich der einzelnen Zugproben beim KTL bei $T=21^{\circ}$ . . . . .	151
A.19	Twist 1 Spannungs-Dehnungs-Diagramm: Vergleich der einzelnen Zugproben beim KTL bei $T=21^{\circ}$ . . . . .	152
A.20	Vergleich der Versuchsergebnisse: Kraft-Verschiebungs-Diagramm, sowie das Simulationsergebnissen für die Probe P21 des Twist 3 . . . . .	152
A.21	Vergleich der Versuchsergebnisse Spannungs-Dehnungs-Diagramm, sowie den Simulationsergebnissen für die Probe P21 des Twist 3 . . . . .	153
A.22	Vergleich der Versuchsergebnisse Spannungs-Dehnungs-Diagramm, sowie den Simulationsergebnissen für die Probe P21 des Twist 3 . . . . .	153
A.23	Vergleich der Versuchsergebnisse: Kraft-Verschiebungs-Diagramm, sowie das Simulationsergebnissen für die Probe P3 des Twist 3 . . . . .	154
A.24	Vergleich der Versuchsergebnisse Spannungs-Dehnungs-Diagramm, sowie den Simulationsergebnissen für die Probe P3 des Twist 3 . . . . .	154
A.25	Vergleich der Versuchsergebnisse Spannungs-Dehnungs-Diagramm, sowie den Simulationsergebnissen für die Probe P3 des Twist 3 . . . . .	155
A.26	Unbeschädigte und beschädigte Zugproben . . . . .	155
B.1	Kräfte an einem Kranmodul auf einer Offshore Plattform für negative (links) und positive Rollwinkel (rechts) . . . . .	158
C.1	Spannung in Abhängigkeit der Netzdichte: Konvergenz (links) und Divergenz (rechts) [Gebhardt, 2014, S. 15, 17] . . . . .	163
C.2	Zwei Knoten (rote Punkte); Elementansicht mit Elementkantenlänge von 8 mm .	164

C.3	Die Elementanzahl in Abhängigkeit von der Elementkantenlänge in ANSYS . . .	164
C.4	Verlauf der Spannung an der Basis in Abhängigkeit von der maximalen Elementanzahl . . . . .	165
C.5	Verlauf der Verschiebung am Twistlock Kopf (unten) und an der Basis (oben) in Abhängigkeit von der maximalen Elementanzahl . . . . .	166
C.6	Elementspannung von-Mises in $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$ an der Auflagefläche am Twistlock Schaft mit einer Elementkantenlänge von 2.25 mm, 4 mm, 8 mm und 10 mm. . .	168
C.7	Elementspannung von-Mises in $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$ an der Auflagefläche am Twistlock Schaft mit einer Elementkantenlänge von 2.25 mm, 4 mm, 8 mm und 10 mm. . .	169
D.1	Verlauf der Kraft über dem Kolbenweg beim 2. Zugversuch mit Twist 1 und CE 1	171
D.2	Twistlock-System vor dem Zugversuch (links) und nach dem Zugversuch (rechts)	172
D.3	Zerstörtes Twistlock-System nach dem Zugversuch, das an den Twistlockseiten gebrochen ist. . . . .	172
D.4	Links: Twistlock nach Betriebsfestigkeitsversuch 1 und rechts: Twistlock nach Betriebsfestigkeitsversuch 2 (beide Twist 1 und CE 1) . . . . .	173
D.5	Dehnungen über die Zyklen für den 1. Versuch . . . . .	173
D.6	Versuche mit der Dovetail-Platte: links die intakter und rechts die defekte Dovetail-Platte . . . . .	174
D.7	Die Zugversuchsergebnisse bei der Benutzung einer Dovetail-Platte . . . . .	174
F.1	Spannung am Submodell in Abhängigkeit vom Rollwinkel . . . . .	181
F.2	UZ des Submodells in Abhängigkeit von T . . . . .	182
F.3	Max. Spannungen am gesamten Twistlock-System in Abhängigkeit vom Rollwinkel; das Containermodul für die $T = 0^\circ\text{C}$ und $\varphi = -30^\circ$ in Pink . . . . .	182
F.4	Maximale Spannungen am Twistlock-System und von-Mises-Spannung bei $\varphi = -10^\circ$ und $T = -10^\circ\text{C}$ und $-50^\circ\text{C}$ . . . . .	183
F.5	Maximale Spannungen am Twistlock-System in Abhängigkeit von den negativen Temperaturen . . . . .	184
F.6	Vergleich der Verschiebungen über alle Rollwinkel in Abhängigkeit von der Temperatur am gesamten Container-Twistlock-System . . . . .	185
F.7	Vergleich der Verschiebungen über die negativen Rollwinkel abhängig von T am Twistlock Kopf . . . . .	186
F.8	Vergleich der Verschiebungen über die positiven Rollwinkel abhängig von T am Twistlock Kopf . . . . .	186
F.9	UZ des Submodells in Abhängigkeit von T . . . . .	187
F.10	Ergebnisse der Regressionsanalyse in Abhängigkeit von $\varphi$ für beispielhaft $\varphi = -30^\circ$ . . . . .	188
F.11	Ergebnisse der Regressionsanalyse in Abhängigkeit von T für beispielhaft $T = -35^\circ\text{C}$ . . . . .	188
G.1	Spannung und Verschiebungen am Submodell in Abhängigkeit von der Temperatur am Container . . . . .	191
H.1	Ansicht des Containermoduls . . . . .	193
H.2	Ansicht des globalen Containermoduls von schräg unten . . . . .	193
H.3	Ansicht des Kranmoduls von der Seite und vorne . . . . .	194
H.4	Ansicht des Kranmoduls von unten und im Detail . . . . .	194

---

H.5	Detailansicht des Twistlocksystems mit Containerecke: links - Seitenansicht und rechts - Ansicht von vorne mit Hebel . . . . .	194
H.6	Detailansicht des Twistlocksystems ohne Containerecke: links - Seitenansicht und rechts - Twistlock . . . . .	195
H.7	Cut durch die Twistlock Basis und den Twistlock Kopf . . . . .	195

# Tabellenverzeichnis

2.1	Untersuchte Twistlock-Systeme . . . . .	10
2.2	Konstanten für die BISO Befehle in ANSYS Classic . . . . .	23
3.1	Chemische Zusammensetzung der Containerecken . . . . .	26
3.2	Chemische Zusammensetzung der Twistlocks . . . . .	26
3.3	Mechanische Eigenschaften der Twistlockteile und Platten und Schweißnähte . . . . .	27
3.4	Versuchsteile - Hersteller - Ergebnisse der Zugproben . . . . .	34
3.5	Mechanische Eigenschaften der Zugproben (Twist 2 (P11 & P13), Twist 3 (P21 & P22) und Twist 1) . . . . .	35
3.6	Mechanische Eigenschaften der Zugproben CE 2 . . . . .	36
3.7	Ergebnisse der Materialeigenschaften in den Zugproben im Temperaturvergleich . . . . .	38
3.8	Durschnittliche Versuchsmaterialkenndaten für die lokale Simulation bei Raumtemperatur . . . . .	43
3.9	Eckdaten zur Berechnung der Kräfte am Standard Container auf einer Plattform . . . . .	44
3.10	Daten eines Beispielcontainerschiffs . . . . .	46
3.11	Vergleich der resultierenden Windkräfte nach ClassNK und DIN 1055 . . . . .	49
3.12	Vergleich der maximalen Kräfte in Längs- und Querrichtung . . . . .	50
3.13	Maximalkräfte auf das Lager A und B . . . . .	51
3.14	Daten der hier verwendeten Beispielplattform . . . . .	52
3.15	Maximalkräfte in Längsrichtung eines Containers auf einer Plattform . . . . .	53
3.16	Technische Daten eines Beispielkrans, welcher auf Offshore Plattformen verwendet wird . . . . .	56
3.17	Maximalkräfte eines Kranmoduls auf einer Plattform . . . . .	59
3.18	Maximalkräfte auf das Lager A und B bei den Rollwinkeln $0^\circ$ und $30^\circ$ . . . . .	60
4.1	Spezifikationen des Schwerlast-Bauteilprüfsystem . . . . .	64
4.2	Hauptdimensionen des Schwerlast-Bauteilprüfsystems . . . . .	64
4.3	Übersicht aller durchgeführten Versuche . . . . .	66
4.4	Versuchsteile - Hersteller - Material . . . . .	72
4.5	Materialkenndaten für die lokale Simulation bei Raumtemperatur . . . . .	92
5.1	Materialdaten für das globale ANSYS Modell abhängig von der Temperatur . . . . .	105
6.1	Die resultierenden Parameter der Regressionsanalyse der Verschiebungsergebnisse in Abhängigkeit von $T$ und $\varphi$ für N6 . . . . .	129
6.2	Fehler in % mit den entsprechenden Temperaturen und Rollwinkeln berechnet mit der Dimensionierungsgleichung am Knoten N6 . . . . .	130
6.3	Fehler in % mit den entsprechenden Temperaturen und Rollwinkeln berechnet mit der Dimensionierungsgleichung am Knoten N8 . . . . .	132
A.1	Mechanische Eigenschaften der Zugproben . . . . .	156

---

B.1	Ergebnisdatei der Berechnungen in Abhängigkeit des Rollwinkels . . . . .	161
F.1	Die Resultierenden Parameter der Regressionsanalyse der Verschiebungsergebnisse in Abhängigkeit der Temperatur $T$ und des Rollwinkels $\varphi$ . . . . .	187
F.2	Das Ergebnis der Fehlerberechnung für die entsprechenden Rollwinkel und Temperaturen . . . . .	189

# Symbolverzeichnis

$\alpha$ .....	Auslenkungswinkel des Seils am Kran
$\alpha, \beta$ .....	Winkel zur Bestimmung der Lage des Containers auf dem Schiff
$\ddot{\alpha}$ .....	Auslenkungsbeschleunigung des Seils am Kran
$\ddot{\phi}$ .....	Winkelbeschleunigung
$\Delta l, \Delta L, \Delta s$ .....	Längenänderung einer Materialprobe
$\dot{\phi}$ .....	Winkelgeschwindigkeit
$\epsilon'$ .....	logarithmische Dehnung
$\lambda$ .....	Schlankheitsgrad
$\mu$ .....	Reibungskoeffizient
$\nu$ .....	Querkontraktionszahl
$\omega_R$ .....	Winkelgeschwindigkeit
$\Psi_A$ .....	Abminderungsfaktor
$\sigma$ .....	Spannung
$\sigma_n$ .....	Normalspannung
$\sigma_v$ .....	Vergleichsspannung
$\tau$ .....	Reibungsschubspannung
$\tau$ .....	Scherbelastung
$\theta$ .....	Stampfwinkel
$\varphi$ .....	Rollwinkel
$\xi, \eta$ .....	Koordinaten des Relativsystems
$A$ .....	Fläche
$a$ .....	Höhe des Kranarms über dem Schwerpunkt des Containerbodens
$A, \epsilon$ .....	Dehnung, technische Dehnung
$A_0$ .....	Ausgangsfläche

---

$A_0$ .....	Probenquerschnitt
$a_0$ .....	Probendicke
$a_C$ .....	Coriolisbeschleunigung
$a_f$ .....	Führungsbeschleunigung
$a_r$ .....	Relativbeschleunigung
$a_{\text{stampfen}}$ .....	Beschleunigung beim Stampfen
$a_{\text{tauchen}}$ .....	Beschleunigung beim Tauchen
$B$ .....	Breite des Schiffes
$B$ .....	Probenbreite
$b$ .....	Abstand in x- und y-Richtung vom Rollzentrum der Plattform zur Aufhängung des Seils
$B_{CC}$ .....	Breite des Containers
$c$ .....	Länge des Kranarms
$c$ .....	spezifische Beschleunigungskoeffizient
$C_p$ .....	Druckkoeffizient
$c_X, c_Y, c_Z$ .....	Beschleunigungskoeffizienten
$D$ .....	Durchmesser der Plattform
$D$ .....	Höhe des Schiffes
$d_f$ .....	Entwurfstiefgang
$d_i$ .....	Tiefgang mittschiffs für relevante Beladungsfälle
$E$ .....	Elastizitäts E-Modul
$E_T$ .....	Tangentenmodul
$E_{s,T}$ .....	E-Modul in Abhängigkeit von der Temperatur $\left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right]$
$F$ .....	Kraft
$F_N$ .....	Druckkraft
$F_w$ .....	Windkraft nach DIN
$F_X$ .....	Kraft in x-Richtung
$F_Y$ .....	Kraft in y-Richtung
$F_Z$ .....	Kraft in z-Richtung

---

$F_{\text{normal}}$ .....	FEM Kontaktkraft
$F_{z\text{Kran}}$ .....	Kraft in z-Richtung des Krans
$F_l$ .....	Kraft auf den Container in x-Richtung
$F_t$ .....	Kraft auf den Container in z-Richtung
$F_v$ .....	Kraft auf den Container in x-Richtung
$F_{y\text{Aus}}$ .....	Kraft in y-Richtung des Kranauslegers
$F_{y\text{Con}}$ .....	Kraft in y-Richtung des Containerunterbodens
$F_{y\text{Kran}}$ .....	Kraft in y-Richtung des Krans
$F_{z\text{Aus}}$ .....	Kraft in z-Richtung des Krans des Kranauslegers
$F_{z\text{Con}}$ .....	Kraft in z-Richtung des Krans des Containerunterbodens
$G$ .....	Gewicht freitragende Ausleger am Kran
$GM$ .....	Metazentrische Höhe
$h$ .....	Abstand in z-Richtung vom Rollzentrum der Plattform zur Aufhängung des Seils
$H_W$ .....	Wellenhöhe
$H_{CC}$ .....	Höhe des Containers
$k_{\text{normal}}, k_n$ .....	Kontaktsteifigkeit
$K_{xx}$ .....	Trägheitsradius der Drehung $K_{xx} = 0.35 \cdot B$
$L$ .....	Länge des Schiffes
$l$ .....	Länge des Seils
$L_0$ .....	Messlänge vor dem Versuch
$l_0$ .....	Ausgangslänge des Testbereichs der Materialprobe vor der Belastung
$L_u$ .....	Messlänge nach dem Versuch
$L_{CC}$ .....	Länge des Containers
$M$ .....	Masse, welche am Seil hängt
$m$ .....	Gewicht der festen Teile des Krans
$m$ .....	Maximale Masse des Containers
$m_{\text{aus}}$ .....	Eigengewicht des Krans aufgeteilt auf den Kranausleger
$m_{\text{con}}$ .....	Gesamtmasse des Containerbodens inkl. Containerdecken

$p$ .....	Druck
$P_{xroll}$ .....	Windkraft in x-Richtung
$p_{yl}$ .....	Druck in y-Richtung in Längsrichtung des Containers
$p_y$ .....	Druck in y-Richtung
$P_{zroll}$ .....	Windkraft in z-Richtung
$p_z$ .....	Druck in z-Richtung
$r$ .....	Abstand Containerschwerpunkt zum Rollzentrum
$R_{e,T}$ .....	Streckgrenze in Abhängigkeit von der Temperatur $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
$R_m$ .....	Zugfestigkeit
$R_{p0,2}$ .....	Dehngrenze
$R_{p0,2Bl}$ .....	Dehngrenze Bleche
$R_{p0,2CE}$ .....	Dehngrenze Containerrecke
$R_{p0,2TB}$ .....	Dehngrenze Twistlock Basis
$R_{p0,2TC}$ .....	Dehngrenze Twistlock Kopf
$S$ .....	Seilkraft
$T$ .....	Temperatur
$T$ .....	Wellenperiode
$T_{Roll}$ .....	Rollperiode des Schiffes
$u, U$ .....	Windgeschwindigkeit
$U_Y$ .....	Verschiebungen in y-Richtung
$v, V$ .....	Entwurfsgeschwindigkeit
$x_G$ .....	Abstand von G von Säulenachse am Kran
$x_P$ .....	Abstand von P von der Säulenachse am Kran
$x_t$ .....	Schlupf
$x_{penetration}$ .....	Durchdringung
$x_{pc}$ .....	Längsabstand von AP zum Zentrum der Stampfbewegung
$y_{pc}$ .....	Abstand des Containerschwerpunkts zum Zentrum der Rollbewegung in y-Richtung
$z_i$ .....	Abstand Containerschwerpunkt zum Unterboden des Schiffes

---

$z_{ipc}$ .....	Abstand des Containerschwerpunkts vom Rollzentrum
$z_{rc}$ .....	Vertikaler Abstand vom Boden zum Zentrum der Rollbewegung des Schiffes
Bez. ....	Bezeichnung
BISO .....	bilinear
CE .....	Containerecke
DMS .....	Dehnmessstreifen
FKT .....	Steifigkeitsfaktor
IGP .....	Fraunhofer-Einrichtung für Großstrukturen in der Produktionstechnik
KOS .....	Koordinatensystem
KTL .....	Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/Leichtbau
RT .....	Raumtemperatur
SLTO .....	maximal erlaubter Schlupf
Twist .....	Twistlock: bestehend aus Basis und Kopf



# 1. Einleitung

Schmelzendes Meereis öffnet jedes Jahr neue Möglichkeiten für Schiffsrouten und die Gasproduktion in der Arktis. In dem Projekt „POLAR“ mit dem Förderkennzeichen 03WKBX02I finanziert vom BMBF wurden Konzepte zur LNG Produktion in der Arktis entwickelt. In „POLAR“ steht hauptsächlich der Betrieb in der Russischen Arktis im Vordergrund. Dort liegen nach Studien 27% der Weltgasvorkommen. Immer mehr Unternehmen bauen für diesen Tieftemperaturbereich Plattformen und Schiffe. Dabei sind besondere Konsequenzen aus der arktischen Temperatur zu beachten. Zum Beispiel entsteht durch Regen, Nebel und Spritzwasser eine Eisschicht, die pro Tag 3-6 cm wächst abhängig von der Schiffsgröße. [DNV, 2010] Daraus resultieren veränderliche Reibungskoeffizienten und Materialienkenndaten. In dieser Arbeit wird ein Zubehör-Teil der Offshore Industrie untersucht: das Twistlock System - siehe Abb. 1.1, bestehend aus Containerecke und Twistlock. Der Twistlock ist ein Befestigungssystem, welches auswechselbare Container oder ISO Container miteinander oder auf Transportern befestigt. Dabei wird der Twistlock in die Containerecke geschoben und um 60 - 90° gedreht bis eine formschlüssige Verbindung auftritt.

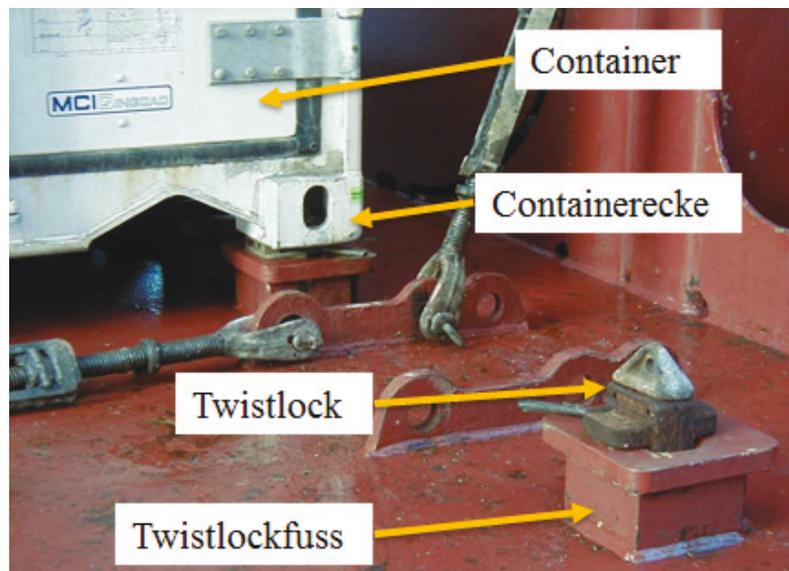


Abbildung 1.1.: Twistlock Befestigung an Deck mit Twistlockfuss [enacademic, 2018, bearbeitet]

Dieses System wird als Befestigung in einem modularen Offshore Betrieb - z.B. in der Arktis - eine wichtige Komponente darstellen. Die Twistlocks werden zum einen die Wohncontainer aber auch die Arbeitsmodule, z.B. Kräne und Winden an Deck befestigen. Da in den schiffbaulichen Vorschriften und den technischen Normen, z.B. DIN und ISO keine Regularien für Twistlocks

für diesen Einsatz existieren, müssen Studien feststellen, ob ein Einsatz auf Offshore Plattformen in der Arktis möglich ist und welche Grenzwerte zu beachten sind. Der Einsatz von Arbeitsmodulen an Deck einer Offshore Plattform ist durchaus schon gängige Praxis, aber bisher wurden sie an Deck angeschweißt und waren nur durch das Trennschleifen mit einer Flex wieder zu entfernen. Diese Art der Verbindung führt immer zu einer Veränderung des Materials aufgrund der Wärmeeinwirkung und ist zudem auch eine teure Variante des mobilen Managements. Diese Mobilität wird allerdings benötigt um wechselnde Betriebe zu gewährleisten, wie z.B. Auf- und Abbau der Plattform, Betrieb, Forschung, etc. Zudem werden die Twistlocks Module mit Kränen, Winden und anderen mobilen Arbeitsmitteln flexibel an Bord befestigen. An Bord sollen nicht mehrere Kräne und Arbeitsmittel fest an Bord befestigt werden, sondern die Containerunterböden werden mit den Twistlocks direkt vor Ort angebracht. Die Bedingung dafür ist genug Platz für einen Containerunterboden und Twistlock-Befestigungen - hier Boden Twistlock-Systeme. Es gibt mehrere Möglichkeiten der Twistlockbefestigung: das System wird entweder in das Deck oder den Arbeitsbereich eingelassen, um eine Störung des fahrenden Betriebs zu umgehen (an Deck) oder direkt angeschweißt, wenn dadurch niemand behindert wird. Das Einlassen in das Deck setzt allerdings eine Konstruktion der Plattform voraus, in der die Twistlocks bereits an bestimmten Bereichen vorgesehen wurden. Zusätzlich zu den beiden genannten Befestigungsarten ist eine Verbindung über ein Doppelend-Twistlock-System möglich, indem entsprechende Löcher an Deck, bzw. auf den Modulen vorgesehen werden. Da die Kranmodule eine deutlich höhere Belastung aufweisen als der Standard Container, bzw. Windenmodule[Gronefeld, 2018], wird dieser hier in der Arbeit untersucht.

Diese Art der Twistlock Verwendung entspricht keiner Norm, weshalb die auftretenden Spannungen berechnet und analysiert werden und später prognostizierbar sein müssen. Existierende Regularien beschäftigen sich nicht mit der Analyse von Twistlocks zur Befestigung alternativer Module. Container und Containerecken unterstehen den aktuellen Vorschriften, aber auch diese gelten nur für normale klimatische Bedingungen, nicht für den Niedrigtemperaturbereich. In dem hier gewählten Szenario - eine Plattform schwimmt in der Arktis - ist zu den regulären Belastungen aufgrund von Wind, Wellen und Strömung die Belastungen durch die niedrigen Temperaturen einzubeziehen. Die Eisschichten an Deck erschweren die Arbeit zusätzlich, weshalb auch der veränderte Reibungskoeffizient betrachtet wird, sowie das Materialverhalten bei Kälte.

Twistlock Systeme haben auch auf Containerschiffen als reguläre Containerbefestigung immer wieder Probleme. Im Januar 2019 verlor ein Riesenfrachtschiff auf dem Weg von Antwerpen nach Bremerhaven bis zu 270 Container in der Nordsee. [Tagesschau, 2019] Jedes Jahr gehen mehrere Hundert Container Verschütt, zurückzuführen auf extreme Seegangsbedingungen. Bei einem großen Containerschiffvorfall verlieren die Schiffe bis zu 2683 Container pro Jahr. [WSC, 2011] Wenn statt Ware Menschen in, bzw. auf diesen Containern/Arbeitsmodulen arbeiten und wohnen, müssen strengere Richtlinien gelten, bzw. sichere Richtlinien müssen erstellt werden.

In dieser Arbeit wird zuerst der Stand der Technik erläutert: Welche Twistlocks gibt es? Welche Regularien existieren für diesen Einsatzzweck? Und welche Methoden werden zur Berechnung, Analyse und Auswertung verwendet, bzw. welche können verwendet werden? Was ist über die Nutzung von Twistlock-Systemen für diesen Anwendungsfall bekannt? Anschließend werden die beiden wichtigsten Parameter für die folgende Analyse näher betrachtet. Mittels Literaturrecherche und durchgeführten Zugversuchen bei Raumtemperatur und im Tieftemperaturbereich an entnommenen Zugproben wird der Einfluss der Temperatur auf das Materialverhalten untersucht und die genauen Materialdaten werden eruiert und aufgezeigt. Basierend auf den Ergebnissen wird für die folgende Simulation ein bilineares Materialmodell

erstellt. Darauffolgend werden die Belastungen auf die verschiedenen Systeme aufgezeigt. Die Belastungen für den Standard-Container werden mittels bestehender Vorschriften berechnet. Abgeleitet auf dieser und den eigenen Herleitungen werden für das Kranmodul auf einem Schiff und anschließend auf einer Offshore Plattform die Belastungen ermittelt und die Herleitungen dargestellt. Zur Validierung der ANSYS Simulation werden Zug-, Druck- und Betriebsfestigkeitsversuche in dem Schwerlast-Bauteil-Prüfsystem des Lehrstuhls für Schiffstechnische Konstruktionen durchgeführt, analysiert und ausgewertet. Anschließend findet ein Vergleich mit den eigenen Simulationsergebnissen der dazugehörigen ANSYS Rechnungen statt, um die Simulationen so anzupassen, dass das Simulationsmodell verifiziert ist. Das hier dargestellte Ergebnis ist das validierte lokale Twistlock-System, welches für globale Simulationen verwendet wird. Für das globale wie auch das lokale Simulationsmodell wird der Modellaufbau und die angreifenden Belastungen nachvollziehbar beschrieben. Die globalen Simulationen am Kranmodul und vergleichsweise am Standard-Containermodul werden mithilfe der Submodelltechnik durchgeführt und die Ergebnisse in Bezug auf den Auswertungsparameter dargestellt. Die Ergebnisse werden hier für Grob- und Submodell miteinander verglichen und analysiert. Abschließend wird eine Dimensionierungsgleichung in Abhängigkeit der Temperatur - speziell vom Reibungskoeffizient und der Streckgrenze - und dem Rollwinkel erstellt und auf die weiterführende Verwendung geprüft. Die Dimensionierungsgleichung wird mithilfe der polynominalen Regressionsanalyse erstellt und überprüft. Das Endergebnis ist eine Gleichung zur Bestimmung der maximalen Schubspannung am Twistlock-System für einen bestimmten Rollwinkel- und Temperaturbereich der unterhalb der zulässigen Schubspannung nach DNVGL liegen muss, damit das Modul genutzt werden darf.



## 2. Stand der Technik

Da in der Arktis sehr viele Gasreserven liegen - allein in der Russischen Arktis 27% - wird die Gasproduktion für die Industrie immer interessanter. Da die Karasee ein großes Potential diesbezüglich hat, wird in dieser Arbeit mit den klimatischen Bedingungen dieser Region weitergearbeitet.

Dieses Kapitel zeigt einen Überblick über das Operationsgebiet Karasee, stellt den Twistlock und entsprechende Regularien diesbezüglich dar und beschäftigt sich mit der Simulations- und Auswertungsmethodik. In diesem Fall werden die Submodelltechnik und die Regressionsanalyse näher erläutert, sowie weitere Besonderheiten der FEM, die in dieser Arbeit verwendet werden.

### 2.1. Operationsgebiet

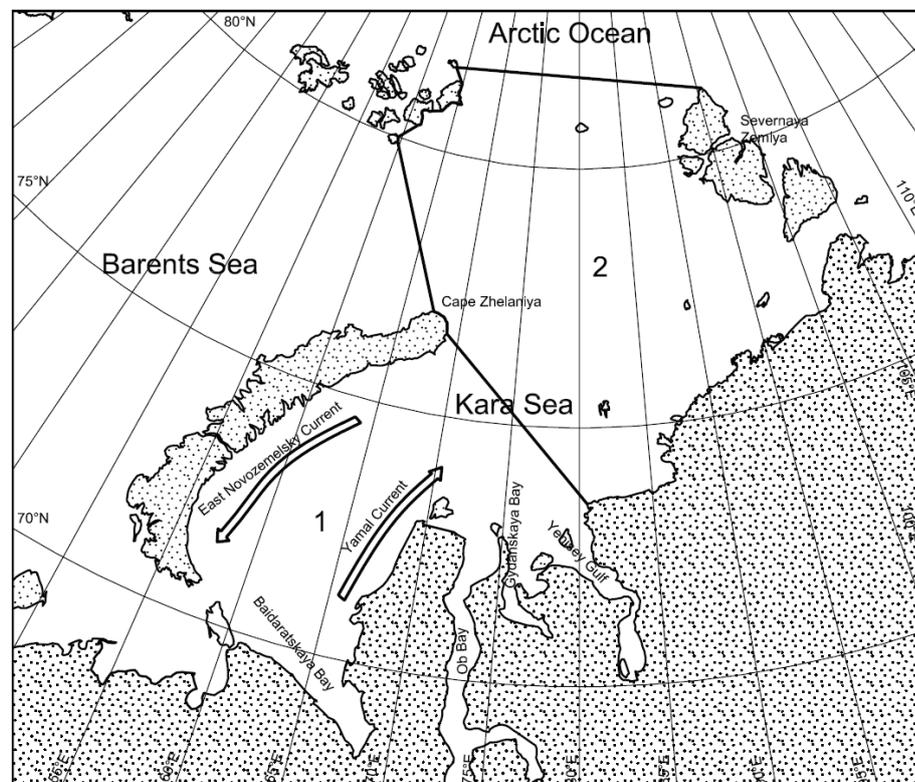


Abbildung 2.1.: Die geographische Lage der Karasee: die Grenzen und die zwei Teile der Karasee (gekennzeichnet mit den Nummern 1 und 2. [DIN, 2011, Abb. B.17-1])

Die Kara See ist eine Erweiterung des Arktischen Ozeans und liegt an der Küstenline von Sibirien im Nordwesten Russlands (siehe Abb. 7.1). Sie wird von der Barentssee durch die Inseln der Novaja Zemlja und die Kara Meerenge im Westen getrennt. Im Osten liegt der Laptev See mit den Inseln Sewernaja Semlja. Die nördliche Begrenzung bildet der arktische Ozean und im Süden findet man Russland. Die Karasee hat eine Fläche von 880.000 km<sup>2</sup> und die Durchschnittstiefe liegt bei 128 m. Die Maximaltiefe beträgt 620 m [worldatlas, 2014]. Die Offshore Plattform wird in der Karasee in der Nähe der russischen Küste operieren. Auf der Abb. 7.1 sind die Begrenzungen und die geografische Lage der Karasee zu sehen.

In Bezug auf DIN19906 ([DIN, 2011]) spielen die Wetterdaten des Operationsgebiets eine wichtige Rolle, wie z.B. die maximale Wellenperiode oder die Temperaturen. Das Twistlock-System wird für eine Temperatur von -50°C untersucht, da die Minimallufttemperatur bei -48°C liegt. In acht Monaten (Oktober bis Mai) liegt die Lufttemperatur im Minusbereich und im Winter (Dezember bis März) liegt die Lufttemperatur zwischen -14°C und -26°C. Die Wellenbewegungen sind abhängig von der Lage in der Karasee. Im Südwesten liegt die maximale Wellenhöhe (1% der Wellen) bei 7 m und im Nordosten bei 10 m. Die resultierende Periode T der Karasee liegt bei 7 s im Südwesten bzw. 9 s im Nordosten. Für die folgenden Berechnungen wird eine Periode von 9 s und eine Wellenhöhe von 10 m als Ernstfall angenommen. [DIN, 2011, Table B.17-1]

Der Salzgehalt an der Oberfläche liegt bei 30 - 32‰ [DIN, 2011]. Normalerweise ist der Salzgehalt von der Wassertiefe abhängig. Hier bildet sich das Eis jedoch auf der Oberfläche des Twistlocks, bzw. der Container Corner. Der Salzgehalt wird als konstant angenommen und ist unabhängig von der Temperatur. Daher wird diese Variable nicht weiter in die Berechnungen miteinbezogen. In ANSYS werden die verschiedenen Eisschichten nicht simuliert. Stattdessen wird die Simulation vom Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit von der Temperatur wie auch von der Streckgrenze des Materials abhängig sein. Der Reibungskoeffizient wird den Einfluss des Sprüh- und Nebeleises mit einbeziehen.

## 2.2. Twistlock-System

Der Twistlock wird als Befestigungssystem für Container an Deck von Containerschiffen verwendet. Im Folgenden wird darauf eingegangen wie Twistlocks aufgebaut sind, funktionieren und welche Vorschriften existieren. Diese Vorschriften gelten für die Anwendung auf Containerschiffen bei Normaltemperatur.

In dieser Arbeit werden zwei verschiedene Fälle der Twistlockanwendung näher untersucht - der erste Fall ist Stand der Technik, der zweite Fall ist das hier untersuchte, innovative Modul, für welches keine Regularien existieren:

1. Standardcontainer: die maximale Belastung beträgt 28 t und die Dimensionen (L/H/B) sind 6.058/2.591/2.591 m. In den Simulationen werden die regulären Belastungen eines Containers an Deck eines Containerschiffes und an Bord einer Offshore Plattform berechnet, um den Unterschied aufzuzeigen.
2. Kranmodul: ein Kran wird an einen Containerunterboden geschweißt und dieser wird mithilfe von Twistlocks auf Arbeitsmodulen oder an Deck der Offshore Plattform befestigt. Der Kran hat ein Gewicht von 6 t und kann 5 t am Kranarm transportieren.

Für die Benutzung des Twistlocks als Befestigung für ein Kranmodul existieren keine Vorschriften und ebenso nicht für arktische Temperaturen, weshalb die folgenden Untersuchungen und Berechnungen notwendig sind, um die Benutzung der Twistlocks für diese Anwendungsfälle zu legitimieren.

### 2.2.1. Aufbau des Twistlocks

Twistlocks sind Verschlusssysteme mit denen ISO Container aneinander oder an einem Fahrzeug, wie z.B. Schiff, Zug oder LkW befestigt werden. Der Twistlock wird in die standardisierte Containerreife des Containers geschoben. Anschließend wird ein Teil des Twistlocks - der Twistlock Kopf - um  $60^\circ$  bzw.  $90^\circ$  gedreht um eine formschlüssige Verbindung zu erhalten. Drei verschiedene Twistlock-Systeme sind auf dem Markt - der manuelle, der halbautomatische und der automatische Twistlock. In dieser Arbeit wird aufgrund der einfachen und zuverlässigen Funktionsweise ausschließlich auf die manuellen Twistlock-Systeme eingegangen. Die manuellen Twistlocks unterscheiden sich nochmals in Doppelend-Twistlocks und Boden Twistlocks. Die Doppelend-Twistlocks werden zwischen zwei Containern verwendet um sie zu stapeln und sollen hauptsächlich die horizontale Bewegung des Containers verhindern. Der Boden Twistlock soll die Container am Boden oder auf Modulen festhalten. Da es hier um Offshore Modul Befestigungen geht und diese selten, bzw. nie übereinander stehen, wird in der weiteren Arbeit nur von Boden Twistlocks als Twistlocks die Rede sein. Die Geometrie des Twistlock-Systems basiert in den folgenden Simulationen auf der Geometrie des Versuchstwistlocks von der Firma SecBremen [SEC, 2011].

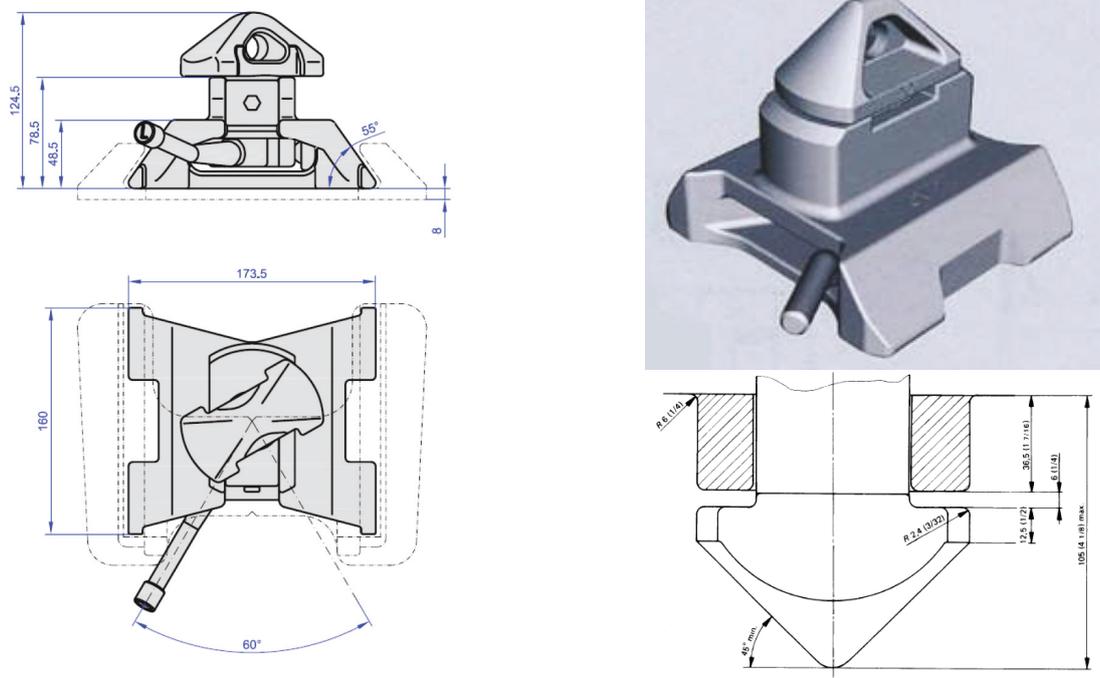


Abbildung 2.2.: Links: Maße des Boden Twistlocks von Finsterwalder [Finsterwalder, 2014a]; Rechts: Boden Twistlock von Pacific Marine & Industrial [Pacific Marine & Industrial, 2011] und die Dimensionen des Twistlocks nach DIN 668 [DIN, 1999]

Da es keine einheitliche DIN Norm für die Geometrie des Twistlock-Systems gibt, wird der Kopf und der Bolzen nach der DIN 1161 ausgelegt [DIN, 1981] (siehe Abb. 2.2, rechts unten). Der Bolzen wird hier mit 36 mm gemessen. Wie in Abb. 2.2 (links) zu sehen ist, ist der Twistlock Kopf verbunden mit dem Bolzen und der Hebelscheibe. Der Hebel ist in zwei Positionen zu bringen: komplett geschlossen (links) und komplett offen (rechts). Dieses drehbare Twistlockelement ist eingesetzt in die Twistlock Basis, die fest an das Deck geschweißt wird oder über eine Dovetail-Platte mit dem Deck verbunden wird. In unseren Versuchen und Simulationen wird die Dovetail Platte weggelassen, da sie die geringste Belastung aushält [Michel und Kaeding, 2015]). In Abb. 2.2 (rechts oben) ist eine andere Art von Boden-Twistlock dargestellt, um zu zeigen, dass eine große Vielzahl an Konstruktionsmöglichkeiten besteht. Die Klassifikationsgesellschaften geben dazu keine Vorgaben ab.

Die Containerecke am Container und die Konstruktionszeichnungen der unteren Ecke werden in den Abb. 2.3 und 2.4 dargestellt. Zu erkennen ist, dass die linke und rechte Containerecke sich in der Geometrie unterscheiden, da sie nicht symmetrisch ist. Sie wird auf der y-z-Ebene des Containers gespiegelt.

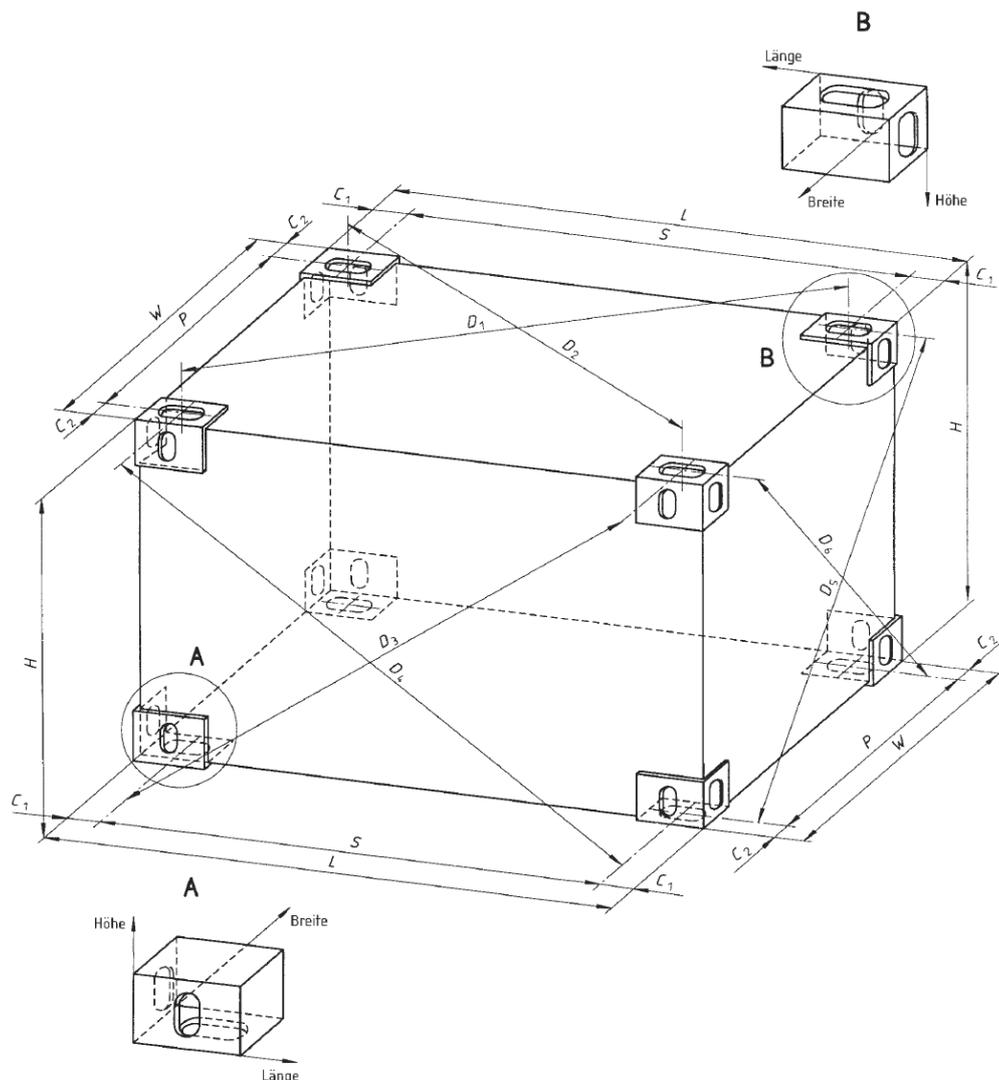


Abbildung 2.3.: Container mit der Lage der Eckbeschläge [DIN, 1999]

Die Abbildung zeigt die Maße der DIN 1161 [DIN, 1981]. Die Maße der Versuchscontainerecke sind leicht verändert (Außenkanten, die Breite mit min. 149 mm ist hier 162 mm, die Länge ist statt 164.5 mm 178 mm und die Höhe liegt bei 118 mm statt 108 mm). Die Breite und Länge wurden in der Simulation in ANSYS nach dem Versuchsobjekt ausgelegt, die Höhe hingegen wurde in der Simulation an die DIN Höhe angelehnt, da es sonst in der Simulation zu Fehlern durch die Kontaktberechnungen kommt. Die Materialdaten des Twistlocks und der Containerecke werden im Kap. 3.1 ausführlich erläutert.

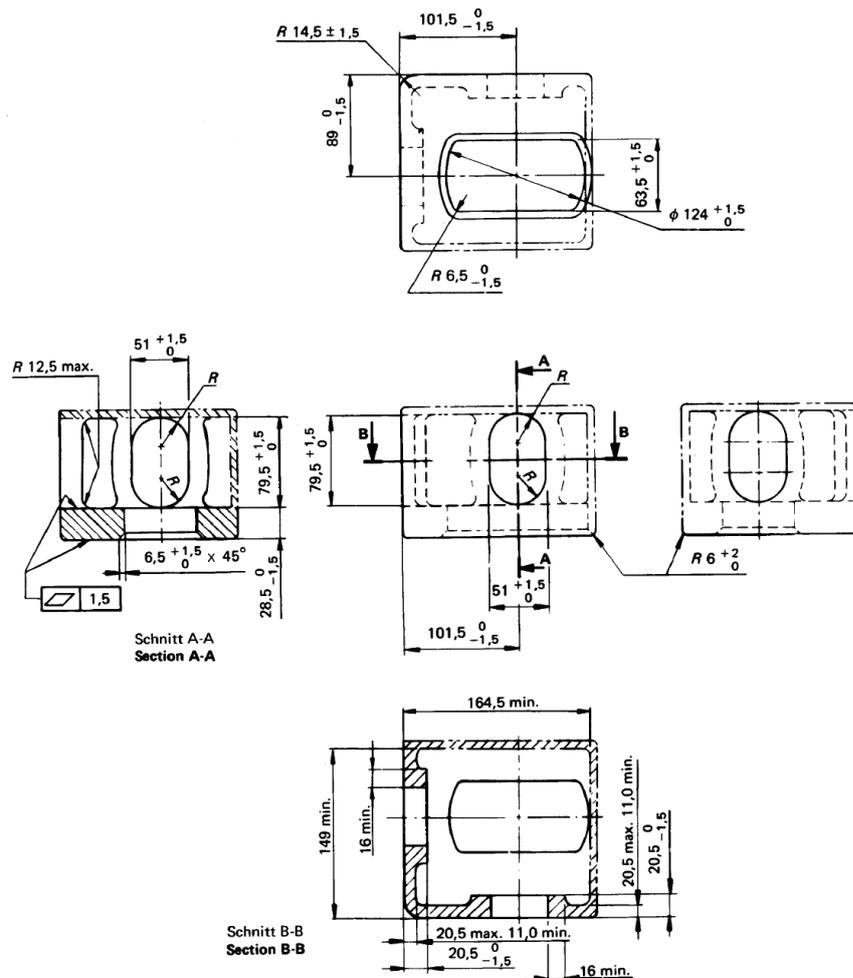


Abbildung 2.4.: Abmessungen der unteren Containerecke nach DIN 1161 [DIN, 1981]

Nach ISO 3874 [ISO, 2000, S. 9] gibt es verschiedene Typen von Twistlocks. In dieser Arbeit werden wie oben beschrieben manuelle Twistlocks mit einer festen Basis und einem einzelnen Verschluss - genannt Twistlock Kopf - untersucht. Die Norm gibt zudem Anforderungen zum Festigkeitsnachweis: Twistlocks müssen einer Zugkraft von 150 kN standhalten ohne einen permanenten Schaden zu zeigen. Twistlocks welche zum Heben verwendet werden, müssen einer Zugkraft von 178 kN standhalten ohne permanente Deformationen. Der Bolzen des Twistlocks soll eine Scherkraft von 300 kN längs und quer aushalten ohne Deformationen. Um die Zugkraft zu testen, wird der Twistlock in einer Zugmaschine zwischen zwei Befestigungen eingespannt, die die Abmaße equivalent zu den Eckbeschlägen nach ISO 1161 haben. Die Testkraft

sollte für mindestens 5 min gehalten werden. Dabei handelt es sich nicht um einen Betriebsfestigkeitsnachweis, sondern lediglich um einen statischen Zugversuch. Der DNVGL gibt in den Vorschriften [DNVGL, 2016a, Sec. 3, Table 2] an, dass bei den Twistlock Systemen eine zulässige Last bei Scherbelastung von 210 kN und bei Zugbelastung von 250 kN gilt. Laut DNVGL entsprechen die Werte den Produktzertifikaten der existierenden Systeme.

Normalerweise wird die funktionale und integrative Sicherheit der Befestigungen per Vorschriften definiert. Diese Vorschriften sind aber ausschließlich für Standard Container auf Seeschiffen ausgelegt, bzw. für Offshore Container [ISO, 2000][DIN, 2006b]. Wenn die Kräfte am Twistlock geändert werden, durch eine andere Verwendung, sind diese Vorschriften nicht mehr anwendbar.

### 2.2.2. Varianten des Bottom Twistlocks und der Containerecke

In dieser Arbeit wurden zwei Containerecken und drei Twistlocksysteme unterschiedlicher Hersteller getestet. Die Containerecken sind von Finsterwalder Container GmbH - CE 1 [Finsterwalder, 2014b] (in China gefertigt) und von Bowmann Technische Spezialsysteme GmbH & Co KG (in Polen gefertigt) [Bowmann, 2004, S. 8] - CE 2. Die Twistlocks sind aufgeteilt in die baugleichen Varianten von Bowmann [Bowmann, 2004] - Twist 2 - und Finsterwalder - Twist 1 [Finsterwalder, 2014a] - und die andere Variante von SecBremen - Twist 3 [SEC, 2011, S. 75]. Die Abb. 2.5 zeigt die Seitenansicht der beiden Bauvarianten des Bottom Twistlocks und Abb. 2.6 zeigt die Draufsicht. Die beiden Bottom Twistlocks unterscheiden sich voneinander. Bei den Twistlocks Twist 1 und 2 wird der Kopf um 60° gedreht um das System zu schließen. Die Gesamthöhe des Twistlocks samt Basis liegt bei ca. 124.5 mm. Der Schaft ist in die Basis gelegt und durch einen Bolzen und eine Schraube fixiert. Die Halterung des Hebels ist in die Halterungsscheibe geschweißt und dient nicht als Lagerungsfläche bei Zugkräften. Der Twistlock Twist 3 hat eine Verdrehung des Kopfes von 90° im geschlossenen Zustand, der Schaftdurchmesser ist gleichbleibend, bis auf zwei Aufweitungen von 30 mm Tiefe auf beiden Seiten, die im geschlossenen Zustand als Lagerung gegen Zug dienen (soll das Herausrutschen des Twistlocks aus der Basis verhindern), der Hebel ist in einer dieser Ausbuchtungen angeschweißt. Die Gesamthöhe des Systems liegt bei 136 mm. Der Twistlockkopf hat keine Erleichterungslöcher, anders als bei Twist 1 und 2, wo in der Mitte des Kopfes eines zu finden ist.

Eine detaillierte Übersicht der untersuchten Twistlock-Systeme ist in Tab. 2.1 aufgezeigt.

Bauteil	Bezeichnung	Firma	Quelle
Twistlock	Twist 1	Finsterwalder Container GmbH	[Finsterwalder, 2014a]
Containerecke	CE 1	Finsterwalder Container GmbH	[Finsterwalder, 2014b]
Twistlock	Twist 2	Bowmann Technische Spezialsysteme GmbH & Co KG	[Bowmann, 2004]
Containerecke	CE 2	Bowmann Technische Spezialsysteme GmbH & Co KG (in Polen gefertigt)	[Bowmann, 2004]
Twistlock	Twist 3	Ships Equipment Centre Bremen GmbH (SecBremen)	[SEC, 2011, S. 75]

Tabelle 2.1.: Untersuchte Twistlock-Systeme

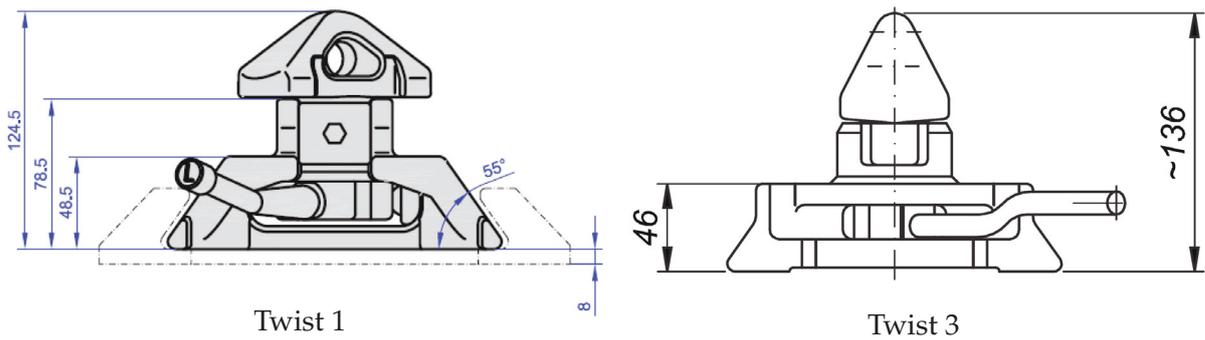


Abbildung 2.5.: Vergleich der Seitenansicht von Twist 1 ([Finsterwalder, 2014a]) und Twist 3 ([SEC, 2011])

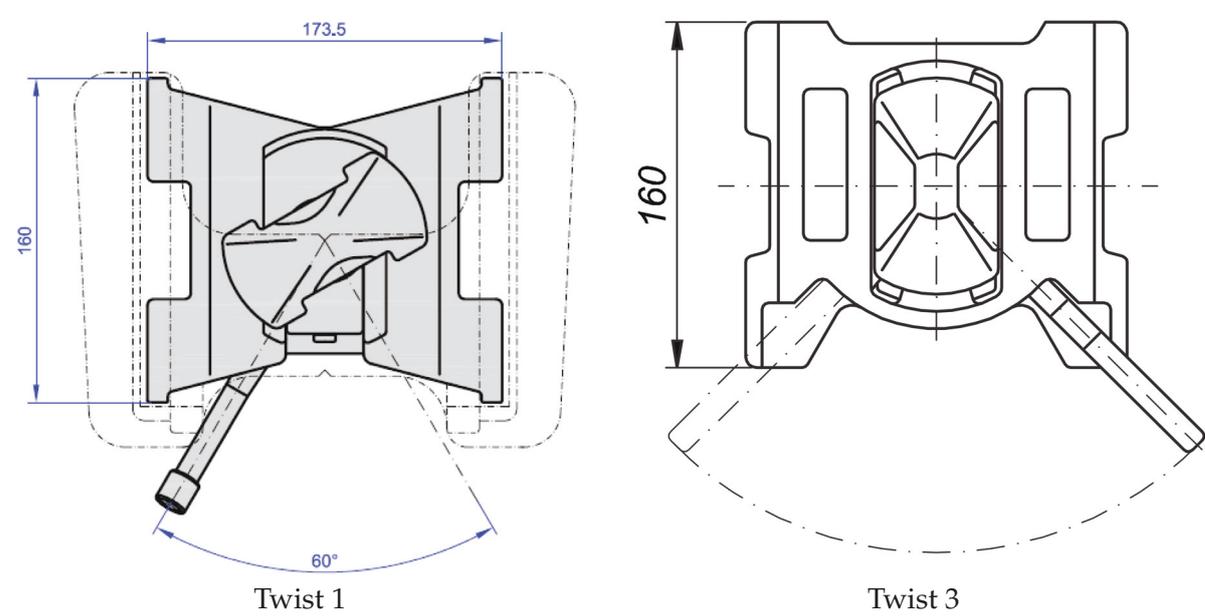


Abbildung 2.6.: Vergleich der Draufsicht von Twist 1 ([Finsterwalder, 2014a]) und Twist 3 ([SEC, 2011]).



Abbildung 2.7.: Vergleich des Twistlocks von Twist 2 und Twist 3 in der Realansicht [Kistner et al., 2018]

## 2.3. Regressionsanalyse

Die Regressionsanalyse ist ein struktur-prüfendes Verfahren, deren primäres Ziel die Überprüfung von Zusammenhängen zwischen Variablen ist. Die kausale Abhängigkeit einer gesuchten Variablen in Abhängigkeit einer oder mehrerer sogenannter unabhängigen Variablen - auch Einflussfaktoren genannt - wird hier aufgezeigt. Die Vorüberlegungen bezüglich theoretischer Überlegungen zu Zusammenhängen zwischen Variablen wird mittels der multivarianten Verfahren überprüft. [Backhaus et al., 2016, S. 15] Ein Nachteil dieser Methode ist, dass der Anwender bereits a priori eine sachlich gut fundierte Vorstellung über den kausalen Zusammenhang zwischen den Variablen hat, „d. h., er weiß bereits oder vermutet, welche der Variablen auf andere Variablen einwirken. Zur Überprüfung seiner (theoretischen) Vorstellungen werden die von ihm betrachteten Variablen i. d. R. in abhängige und unabhängige Variablen eingeteilt und dann mit Hilfe von multivariaten Analysemethoden an den empirisch erhobenen Daten überprüft.“ [Backhaus et al., 2016, S. 16][Fahrmeir et al., 2007]. Das Bestimmungsmaß  $R^2$  gibt an, wie gut die Regressionsgrade den Zusammenhang zwischen abhängigen und unabhängigen Variablen darstellt.  $R^2$  liegt zwischen 0 und 1, wobei der Wert 1 bedeutet dass die Grade direkt auf den Datenpunkten liegt. [Backhaus et al., 2016]

Mit der Regressionsanalyse werden Beziehungen zwischen abhängigen (Variable Y) und unabhängigen Variablen (Variable X) quantifiziert und damit soweit möglich exakt beschrieben. [von der Lippe, 1993, S. 259] Anschließend können Hypothesen über die Wirkungsbeziehungen geprüft und Prognosen erstellt werden. [Backhaus et al., 2016, S. 16] Die nichtlineare Regression zeigt eine größere Bandbreite an Anwendungsspektren, aber auch einige Nachteile, wie z.B. der hohe Rechenaufwand (aufgrund der verwendeten iterativen Algorithmen) und dass die statistischen Tests zur Prüfung der Qualität des Modells oder Signifikanz der Parameter nicht anwendbar sind. [Backhaus et al., 2016, S. 19]. Bestimmte nicht-lineare Regressionsgleichungen sind umwandelbar in intrinsisch lineare Modelle, wodurch eine lineare statt einer nicht-linearen Regressionsanalyse möglich ist. [Backhaus et al., 2015, S. 26]

Zur Abschätzung der Regressionskoeffizienten wird die Methode der kleinsten Quadrate gewählt, welches ein eindeutiges und objektives Verfahren zur Bestimmung der Koeffizienten darstellt. „Bei ihr werden die Regressionskoeffizienten so bestimmt, dass die Summe der Quadrate der Abweichungen von der Regressionsgeraden ein Minimum annimmt.“ [von der Lippe, 1993, S. 263] Um zu vermeiden, dass positive und negative Abweichungen sich kompensieren werden die Residuen quadriert und größere Abweichungen werden stärker gewichtet. [Backhaus et al., 2016, S.77] Das Schema der Regressionsanalyse sieht wie folgt aus [Backhaus et al., 2016]:

1. Datenverarbeitung: Durch die Submodelltechnik werden die globalen wie auch die lokalen Belastungen in einem Modell vereint. Die resultierenden maximalen Spannungswerte aus der Berechnung des Submodells werden für die Regressionsanalyse genutzt. Die Spannungen und Verschiebungen werden automatisch aus dem Modell entnommen wobei Spitzen durch Singularitäten vernachlässigt werden und als Matrix gespeichert.
2. Modellformulierung: Die Modellbildung zeigt eine Kombination aus Einfachheit und Komplexität (Vollständigkeit). [Backhaus et al., 2016, S. 69] Da die Verschiebung am Modell durchaus weitere Variablen beinhalten kann, wird hier die Vereinfachung getroffen, dass mit den Variablen „Rollwinkel“ und „Temperatur“ die beiden wichtigsten vertreten

sind um die nötige Komplexität des Modells zu erreichen. Diese beiden Variablen werden auch unabhängige Variablen  $X$  genannt.

3. Schätzung der Regressionsfunktion: Entwicklung einer Funktion in Abhängigkeit des Rollwinkels und des Reibungskoeffizienten (auch E-Modul) (quadratische Polinomialgleichungen). Keine Regressionsfunktion existiert, die durch alle Punkte des Streudiagramms verläuft, daher wird eine Regressionsfunktion gesucht, die sich der empirischen Punkteverteilung möglichst gut annähert. Die Streuung ist durch die Einwirkung anderer Einflussgrößen zu erklären: die systematische Einflussgrößen (bisher nicht in der Regression enthalten) und die zufälligen Einflussgrößen (lassen sich nicht erfassen). Weitere Gründe sind Messfehler oder Berechnungsfehler der FEM Simulationen [Backhaus et al., 2016, S. 73-75]
4. Modellvalidierung: Vergleich zwischen den Ergebnissen der Berechnung und der Vorhersage durch Matlab mit den Dimensionierungsgleichungen - durch den Unterschied zwischen beiden Ergebnissen ist der prozentuale Fehler zu bestimmen
5. Vorhersage: Mittels eingesetzter Rollwinkel und Temperaturen in die Gleichung außerhalb der berechneten Simulationen, lässt sich eine Vorhersage der Spannungen treffen

In Matlab berechnet die Funktion `polyfit` die Koeffizienten eines Polynoms  $p(x)$  eines bestimmten Grades, der im Sinne des kleinsten Quadrats zu den Daten  $y$  passt. Die Koeffizienten  $p(x)$  und die durch lineare Regression erhaltene Gleichung werden nun verwendet, um  $y$ -Werte für jeden gegebenen  $x$ -Wert vorherzusagen. [Trauth, 2015, S. 133-134][MathWorks, 2011]

$$p(x) = p_1x^n + p_2x^{n-1} + \dots + p_nx + p_{n-1} \quad (2.1)$$

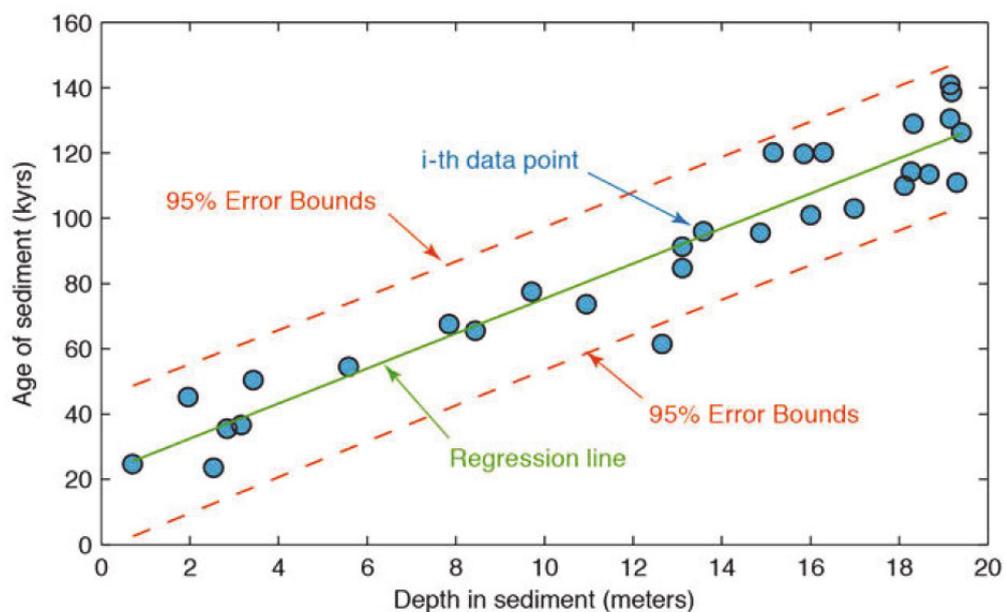


Abbildung 2.8.: Beispiel einer linearen Regression von Messungen [Trauth, 2015, S. 135]

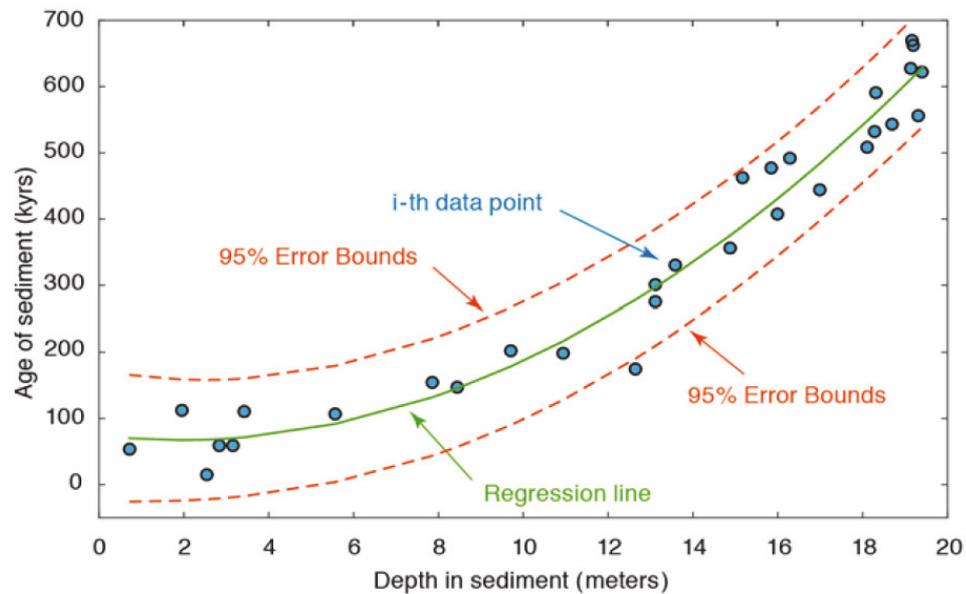


Abbildung 2.9.: Beispiel einer Nicht-linearen Regression von Messungen [Trauth, 2015, S. 145]

Die Variable „Delta“ liefert eine Schätzung für die Standardabweichung des Fehlers bei der Vorhersage einer zukünftigen Beobachtung am Punkt  $x$  unter Verwendung von  $p(x)$ . Der resultierende Graph liefert bereits einige wertvolle Informationen über die Qualität der Ergebnisse. In vielen Fällen ist jedoch ein besseres Verständnis der Validität des Modells erforderlich, wofür differenzierte Testverfahren der Qualität existieren. [Trauth, 2015, S. 135] - siehe Abb. 2.8 und 2.9 Grenzen der Regressionsanalyse mit polyfit:

- Bei Problemen mit einer hohen Anzahl von Punkten führt das Erhöhen des Grades des Polynoms - unter Benutzung des Befehls: `polyfit` - nicht immer zu besseren Ergebnissen. Polynome höherer Ordnung oszillieren zwischen den Datenpunkten, was zu einer schlechteren Anpassung der Daten führt. In diesen Fällen kann eine niedrigere Polynom-Anpassung (welche dazu tendiert zwischen den Punkten glatter zu sein) oder eine andere Technik gewählt werden - abhängig vom Problem. [Benker, 2010]
- Polynome sind von Natur aus unbegrenzte, oszillierende Funktionen. Daher sind sie nicht gut geeignet um begrenzte Daten oder monotone (ansteigende oder absteigende) Daten zu extrapolieren. [Benker, 2010]

## 2.4. Spezielle Techniken der FEM

In der linearen Finiten Elemente Methode entsteht ein lineares Gleichungssystem, welches mit typischen Verfahren zur Lösung linearer Gleichungssysteme gelöst wird. Da eine direkte Auflösung eines größeren Systems nichtlinearer Gleichungen nicht möglich ist, kommen Verfahren wie das Newton-Raphson-Verfahren zur Anwendung. [Rust, 2009, S. 12] Die Newton-Raphson-

Methode wird mit der Gleichung  $[K][U] = [F^a]$  definiert, wobei  $K$  eine nichtlineare Funktion von  $U$  ist. [Metrisin, 2008, S. 5] [Rust, 2016, S. 148]

$$\text{Nichtlineare Gleichung: } [K_i^t][\Delta U_i] = \underbrace{[F^a] - [F_i^{nr}]}_{\text{Restwert: } [R]} \quad (2.2)$$

$$\text{Verschiebungsänderungen zwischen den Iterationen: } \{U_{i+1}\} = \{U_i\} + \{\Delta U_i\} \quad (2.3)$$

$$\text{Konvergenzkriterium: } [R] = < 0.001 [F^a] \quad (2.4)$$

Während der Iterationen stellt ANSYS eine Annahme für  $[\Delta U_i]$  auf.  $[K_i^t][\Delta U_i]$  werden berechnet und idealerweise sollten sie gleich  $[F^a]$  sein für eine konvergente Lösung. Realistischerweise entstehen aber einige Ausgleichskräfte  $[F_i^{nr}]$  (wenn  $k$  sehr hoch ausfällt, war die Annahme für  $\Delta U$  schlecht gewählt). Der Restwert wird berechnet und mit dem Konvergenzkriterium verglichen. Im nächsten Schritt wird  $\Delta U$  angepasst und  $R$  neu berechnet. Die Iterationen werden so lange fortgesetzt bis eine Konvergenz erreicht ist. Zusätzlich sind Konvergenzkriterien in Bezug auf die Energie und Verschiebung möglich. [ANSYS, 2010a]

In der Arbeit werden verschiedene Techniken der FEM genutzt - unter anderem die Submodelltechnik, die bilineare Materialeigenschaft und nichtlineare Kontakte. Diese werden in diesem Abschnitt näher beschrieben und für die Twistlockberechnungen angepasst.

### 2.4.1. Kontakte

Wenn zwei separate Oberflächen aufeinander treffen, treten sie in Kontakt (siehe Abb. 2.10). Die durch den Körperkontakt entstehenden mechanischen Effekte, wie z.B. Stoßen, Grenzflächendeformationen, Reibung, etc. werden mit den linearen FEM Theorien - siehe [Müller und Groth, 2007] - nicht beschrieben [Klein, 2005, S. 182]. Die Körper würden sich durchdringen. Mithilfe der finiten Kontaktelemente werden die Grenzflächen eines Körpers modelliert. Im physikalischen Sinne heißt das, dass die Flächen sich nicht durchdringen, sie übermitteln Normalkräfte und tangential Reibungskräfte und übertragen keine zugbelasteten Normalkräfte. Kontaktelemente ändern den Status der Berechnung in nicht-linear, womit die Steifigkeit des Systems abhängig vom Kontakt wird (je nachdem ob sie sich berühren oder nicht).[ANSYS, 2010a] Wenn in der FEM zwei verschiedene Teile vorhanden sind, besteht zwischen Ihnen keine Verbindung der Steifigkeit, die resultierende Steifigkeitsmatrix ist nicht gekoppelt - konsequenterweise muss ein Teil das Andere in der Simulation durchdringen. Daher werden Kontaktelemente dazu verwendet die Interaktion zwischen zwei oder mehr Netzen zu definieren um die Durchdringung vorherzusagen.[Imaoka, 2009] Die Formulierung der Kontaktelemente beinhalten einen Rechenalgorithmus um einen Kontakt zwischen den modellierten Kontaktflächen zu erkennen. Die Schwierigkeit der Berechnung liegt an den unbekannt Randbedingungen, die ein inkrementelles Lösungsverfahren benötigen. [Klein, 2005, S. 182]

Für die Nichtlinearität der Kontaktflächen wird hier das Newton-Raphson-Verfahren verwendet (siehe Gl. 2.2 und 2.3). Während der Gleichgewichtsiterationen, trifft ANSYS Annahmen für die Verschiebungsänderung. Anschließend wird  $[K_i^t][\Delta U_i]$  berechnet und sollte idealerweise gleich  $[F^a]$  sein für eine konvergente Lösung. In der Realität wird es einige Unausgewogenheit geben. Wenn  $[K_i^t]$  sehr hoch ist, wird eine große Kraft für eine schlechte Schätzung bei  $[\Delta U_i]$  berechnet. Der Residual out-of-balance-Kraftvektor  $[R] = [F^a] - [F_i^{nr}]$  wird berechnet und mit Konvergenzkriterien  $[R] < 0.001 [F^a]$  verglichen. Im nächsten Iterationsschritt wird

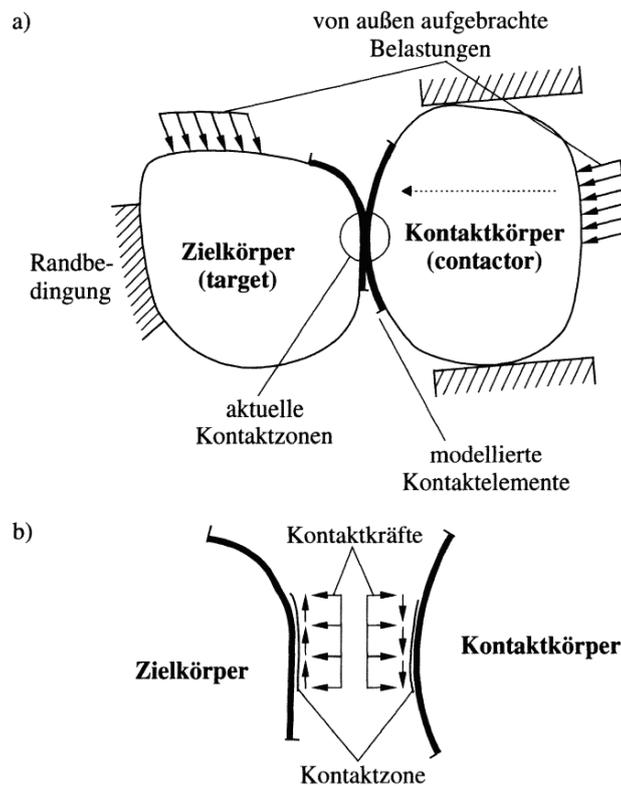


Abbildung 2.10.: Zwei in Kontakt befindliche asymmetrische Körper a) Bedingungen beim Kontakt; b) freigeschnittene Körper im Kontaktbereich [Klein, 2005]

$[\Delta U_i]$  angepasst und  $[R]$  wird wieder neu berechnet. Die Iterationen werden bis zur Konvergenz wiederholt. [Metrisin, 2008, S. 6] Für die Nicht-lineare Festkörperkontaktberechnung wird die Pure Penalty oder die Augmented Lagrange Formulierung verwendet. Für beide gilt:

$$F_{\text{normal}} = k_{\text{normal}} x_{\text{penetration}} \quad (2.5)$$

Je größer die Kontaktsteifigkeit, desto kleiner die Durchdringung. Im Idealfall wäre für eine unendlich große Steifigkeit die Durchdringung null. Dies ist numerisch nicht mit Penalty-basierten Methoden berechenbar, aber solange die Durchdringung klein oder vernachlässigbar ist, sind die Lösungsergebnisse genau. Der Hauptunterschied zwischen der Pure Penalty und der Augmented Lagrange Methode ist, dass letzterer die Berechnung der Kontaktkraft (Druck) verstärkt [ANSYS, 2005, S. 5]:

$$\begin{aligned} F_{\text{normal}} &= k_{\text{normal}} x_{\text{penetration}} \\ F_{\text{normal}} &= k_{\text{normal}} x_{\text{penetration}} + \lambda \end{aligned} \quad (2.6)$$

Durch den Zusatzterm  $\lambda$  ist die Augmented Lagrange Methode sensibler gegenüber der Größe der Kontaktsteifigkeit. [ANSYS, 2010a, S. 9] In ANSYS werden vier verschiedene Kontaktalgorithmen unterstützt:

- Lagrange Methode: Die normale Lagrange-Formulierung fügt einen zusätzlichen Freiheitsgrad hinzu (Kontaktdruck), um die Kontaktkompatibilität zu erfüllen. Folglich wird,

statt die Kontaktkraft in Kontaktsteifigkeit und -durchdringung aufzulösen, die Kontaktkraft (Kontakttdruck) explizit als eine zusätzliche DOF gelöst.  $F_{\text{normal}} = DOF$ : Diese Methode erfordert keine normale Kontaktsteifigkeit (kein elastischer Schlupf), sondern einen direkten Löser, der rechenintensiver ist. Wenn keine Durchdringung erlaubt ist, ist der Kontaktstatus entweder offen oder geschlossen (eine Schrittfunktion). Dies erschwert die Konvergenz, da Kontaktpunkte zwischen dem offenen / geschlossenen Status oszillieren können - genannt Chattering.[ANSYS, 2010a]

- Augmented Lagrange Methode: eine Variation der Pure Penalty Methode;  $p = k_n \cdot x_{\text{penetration}} + \lambda$ . Zwischen den Newton-Raphson Iterationen wird die Kontaktdurchdringung  $x_n$  für eine automatisch-berechnete maximal erlaubte Durchdringungstoleranz  $\epsilon_n$  geprüft. Wenn  $x_{\text{penetration}} \geq \epsilon_n$  ist, wächst  $\lambda$  und eine Nachricht wird in der Solution Output aufgezeigt inkl. der Anzahl der Kontaktpunkte, welche eine exzessive Durchdringung zeigen. Die Ergebnisse sind weniger empfindlich zur Kontaktsteifigkeit. [ANSYS, 2010a, S. 6] Die Kontaktbewegungen (Druck und Reibungsspannungen) werden während der Gleichgewichtsiterationen verstärkt, so dass die endgültige Eindringtiefe kleiner ist als die zulässige Toleranz (FTOLN). Wenn eine geringfügige Penetration erlaubt ist, konvergiert die Berechnung leichter, da der Kontakt keine Schrittwechsel vollführt. Bei einigen Analysen erfordert die erweiterte Lagrange-Methode möglicherweise zusätzliche Iterationen, insbesondere wenn das reformierte Netz zu stark verzerrt wird.[ANSYS, 2013, S. 50][Bode, 2005]
- Pure Penalty: Wenn zwei Teile in Kontakt kommen, folgt idealerweise keine Durchdringung. Diese Methode kann als Anordnung steifer Federn zwischen den zwei Teilen gedacht werden:  $p = k_n \cdot x_{\text{penetration}}$ . Die Gleichung zeigt, dass wenn die Kontaktsteifigkeit steigt die resultierende Durchdringung sinkt für eine endliche Größe des Kontakttdrucks. [ANSYS, 2010a, S. 9] Idealerweise sollte der Druck null sein, aber die Gleichung würde dann eine unendliche Steifigkeitskonstante ergeben. Wenn die Durchdringung klein ist, sind die Ergebnisse akkurat. Daraus ergibt sich ein Dilemma: wenn die Werte für  $k_n$  klein sind, ergeben sich große Durchdringungen und für kleine Durchdringungen ergeben sich große Steifigkeiten, was zu Problemen bei der Konvergenzfindung führt. In ANSYS wird  $k_n$  automatisch durch die Elementgröße und die Materialeigenschaften erstellt. [Imaoka, 2009][Metrisin, 2008]
- MPC Algorithm (Multi-Point-Constraint) beschreibt die Verbindung mehrerer Punkte, bzw. Knoten. Die Methode bietet die Möglichkeit mehrere Teile zu verbinden mit einem Kontakt, bzw. speziellen Randbedingungen. Für den speziellen Fall des Kontaktyps „Bonded“ und „No Separation“ zwischen zwei Flächen ist eine MPC-Formulierung verfügbar [ANSYS, 2010a, S. 4-5]:
  - MPC fügt intern Zwangsbedingungen hinzu, um die Verschiebungen zwischen den Kontaktflächen zu „verknüpfen“, so genannte Master- und Slave-Knoten [Seiler, 2005]
  - Dieser Ansatz ist nicht penalty-basiert oder Lagrange-Multiplikator-basiert. Die Methode ist eine direkte, effiziente Art, Flächen von Kontaktbereichen zu verbinden, die direkt miteinander verbunden sind.

- Großverformungseffekte werden auch bei MPC-basiertem „Bonded Contact“ unterstützt

Wenn Reibung eine Rolle spielt, entsteht eine analoge Situation für das Verhalten in Tangentialrichtung. Solange die Reibungsschubspannung  $\tau$  die Grenzschubspannung nicht erreicht, kleben die Kontaktpunkte aneinander. Der Schlupf  $x_t$  ist relativ zur Reibungsspannung  $\tau$  durch die tangential Kontaktsteifigkeit  $\tau = k_t \cdot x_t$  mit  $\tau < \mu p$ . In ANSYS wird die tangential Kontaktsteifigkeit automatisch berechnet, kann aber durch die Konstante FKT manuell verändert werden. Wenn KEYOPT(10) auf 2 oder 3 gesetzt wird, wird der maximal erlaubte Schlupf SLTO (23. Konstante) genutzt um FKT zu updaten und den elastischen Schlupf zu reduzieren. [Metrisin, 2008]

Entsprechend den Vorgaben von ANSYS liegt der Steifigkeitsfaktor FKN - Normal penalty stiffness factor - zwischen 0.01 und 1. [Metrisin, 2008]

## 2.4.2. Submodelltechnik

Bei jedem numerischen Lösungsverfahren entstehen unweigerlich Fehler, da die reale Situation lediglich mit einem Modell abgebildet wird. Dabei sind zwei Fehlerquellen voneinander zu unterscheiden. Erstens die Fehler, die durch die Nutzung von Computersoftware und der Lösung Ingenieurtechnischer Aufgaben entstehen, wie z.B. die Verwendung von mechanisch begründeten Idealisierungen oder die unzureichende Kenntnis von Randbedingungen oder Materialien. Zweitens die Fehlerquellen, die auf der verwendeten Methode basieren. Im Fall der Finite-Elemente-Methode ist die Qualität des Modells vom Diskretisierungsfehler abhängig. Diese Fehler werden numerische Fehler genannt. Sie konvergieren bei unendlich feiner Diskretisierung gegen Null. [Lindner, 2012]

In der FEM Analyse ist die Vernetzung eines Bauteils oft entscheidend für die Größe des Fehlers zu der realen Situation. Daher wird oft eine Netzkonvergenzstudie durchgeführt um die Elementgröße zu ermitteln bei der Rechenzeit und Genauigkeit der Ergebnisse optimiert werden (siehe Anh. C). Bei großen Strukturen lässt sich bereits mit einer groben Vernetzung der globale Verformungszustand ausreichend genau berechnen. Bei der Vermischung von großen und kleinen Strukturen, wie hier z.B. der Containerunterboden und das Twistlock System reicht eine grobe Vernetzung und eine Netzkonvergenzstudie nicht mehr aus - die Submodelltechnik wird gewählt. Submodeling ist eine Methode, mit der in einer bestimmten Region des Modells genauere Ergebnisse erzielt werden. Das globale Modell verwendet ein grobes Netz, um die Berechnungszeit zu minimieren, während das untergeordnete Modell ein viel feineres und gleichmäßigeres Netz hat, um die Erfassungsgenauigkeit zu verbessern. [Madenci und Guven, 2015, S. 603] In dem Bereich indem z.B. Spannungsspitzen erwartet werden wird ein feineres Netz dem groben Netz überlagert. Diese Überlagerung erfolgt in zwei separaten Macros, die am Ende ein Modell bilden. Die Submodelltechnik wird auch die „Cut-boundary displacement method“ [ANSYS, 2011b] genannt. Hier ist die Schnittgrenze des groben Modells die Außenkante des feinen Modells, an dem die Randbedingungen, wie z.B. die Verschiebungen übergeben werden. [Madenci und Guven, 2015, S. 603] Diese Technik basiert auf 2 Prinzipien. Zum einen dem Prinzip, dass Verschiebungen als primäres Ergebnis aus dem Gleichungssystem mit einem groben Netz sehr genau sind - Spannungen hingegen benötigen als abgeleitetes Ergebnis ein sehr viel feineres Netz. [Friedrichs, 2013] Und zweitens dem St. Venant Prinzip [Cunningham, 2012, S. 3]: Das Prinzip von Saint-Venant besagt, dass, wenn zwei unterschiedliche Lastverteilungen statisch äquivalent sind, die Auswirkungen auf

einen ausreichend weit entfernten Ort gleich sind. Örtlich unregelmäßige Spannungsverteilungen die an Stellen mit Krafteinleitung erfolgen sind vernachlässigbar, da sie schnell abklingen. [ANSYS, 2011b][Müller und Groth, 2007, S. 568-578] Das impliziert die Vorgabe, dass die Schnittränder sich in genügend großer Entfernung zum Ort der Spannungsspitzen befinden. Die Genauigkeit der numerisch berechneten Spannungen im Detailbereich sind also abhängig vom Abstand der Schnittkanten des Submodells zur Spannungskonzentration. Wenn das globale Modellverschiebungsfeld verwendet wird, um Randbedingungen für ein detailliertes Untermodell zu definieren, wird das Untermodell daher eine äquivalente, aber genauere Darstellung der lokalen Region sein.[Cunningham, 2012, S. 3]

Die Schritte, die bei einer typischen Submodellanalyse erforderlich sind, sind wie folgt [Madenci und Guven, 2015, S. 604-605][Cunningham, 2012, S. 4] :

- Erstellen eines globalen Modells und Lösen des Modells
- Speichern des globalen Modells und deren Lösung
- Erstellen eines Submodells und speichern
- Knoten entlang der Schnittgrenzen auswählen und in eine Datei speichern
- globales Modell aufrufen
- globale Lösung abrufen
- Durchführen der Randbedingungsinterpolation (schreibt Randbedingungen zur Datei der Schnittrandbedingungen)
- Submodell aufrufen
- Datei der Schnittrandbedingungen einlesen
- Belastungen ansetzen (Kräfte/Momente und äußere Randbedingungen)
- Submodelllösung erhalten

ANSYS bietet eine unkomplizierte Möglichkeit an, die Submodelltechnik zu nutzen. In Abb. 2.11 ist das Piktogramm der Submodelltechnik in ANSYS dargestellt. Das Grobmodell wird analysiert und gespeichert. Anschließend wird separat das Submodell aufgebaut und die Knoten entlang der Schnittränder identifiziert. Das Programm berechnet nun die Freiheitsgradwerte (z.B. Verschiebungen, Potenziale, etc.) und interpoliert die Ergebnisse von dem Grobmodell. Für jeden Knoten des Submodells entlang der Schnittkante nutzt das Programm die passenden Elemente des Grobmodells zur Ermittlung der Freiheitsgradwerte. Diese Werte werden entlang der Schnittkantenknoten mittels der Elementformfunktion interpoliert. Mit diesen Randbedingungen wird das Submodell berechnet und analysiert. Am Ende wird das Grob- mit dem Submodell an den Schnitträndern verglichen - mit Hilfe eines „Path“. [ANSYS, 2011b][Friedrichs, 2013][Madenci und Guven, 2015, S. 607-609]

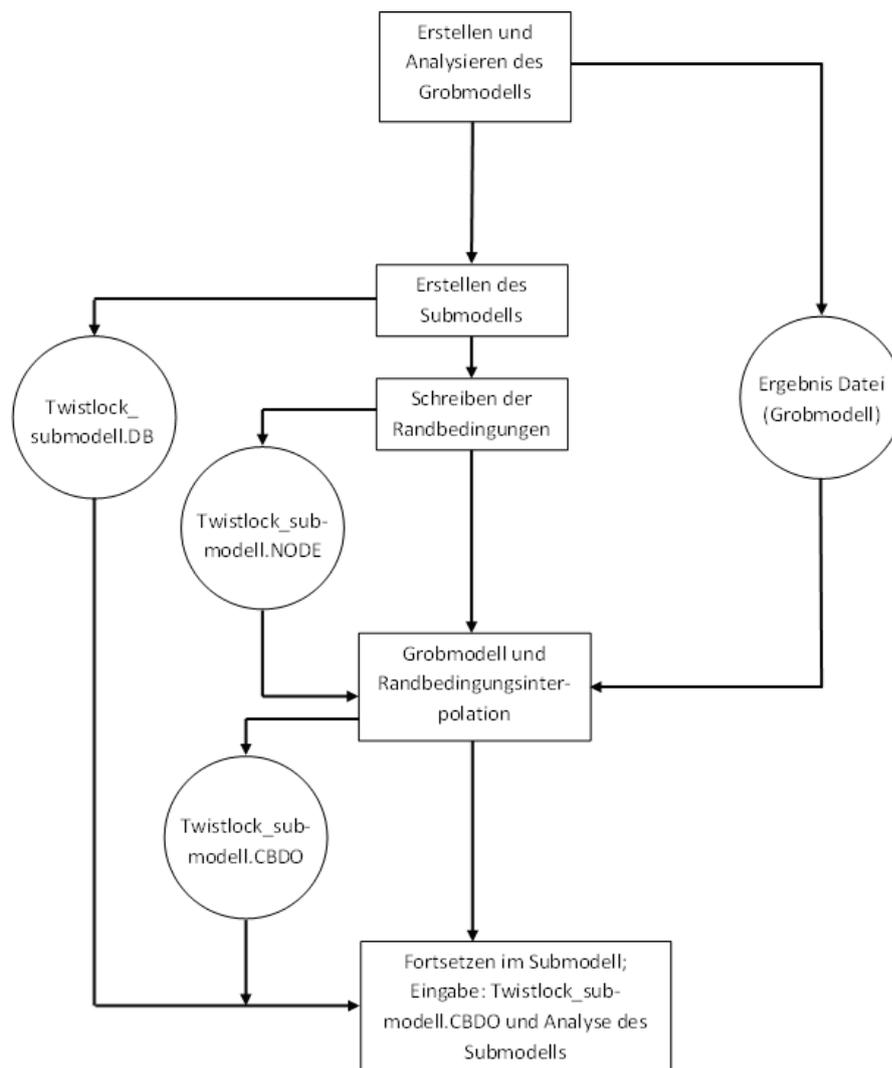


Abbildung 2.11.: Piktogramm des Submodells; Blau: Grobmodell; Weiß: Submodell; selbsterstelltes Piktogramm anhand [ANSYS, 2011b] und [Madenci und Guven, 2015, S. 607-609]

In ANSYS ist die Submodelltechnik nur für Schalen- und Volumenelementen möglich. Die Modelle dürfen auch andere Elementtypen enthalten, jedoch nicht an den Schnittträgern. Dementsprechend ergeben sich drei Möglichkeiten der Submodellierung [ANSYS, 2011b]:

- Schale zu Schale
- Schale zu Volumen
- Volumen zu Volumen

In dieser Arbeit wird nur der Fall Volumen-zu-Volumen verwendet und daher die beiden anderen Fälle nicht weiter betrachtet.

### 2.4.3. Bilineare Materialeigenschaften

In ANSYS werden verschiedene Materialmodelle angeboten. Da die mathematische Struktur eines Modells nicht nur von dem Material, sondern auch von seinem Zweck (d. h. den Betriebsbedingungen) und der erforderlichen Genauigkeit abhängt, ist die grundsätzliche Modellierung nicht einfach und die des richtigen Modells hängt stark von den Fähigkeiten und der Erfahrung des Wissenschaftlers ab. Das Modell muss [Basan und Marohnic, 2016, S. 4] :

- die Beschreibung der physikalischen Phänomene darstellen
- eine ausreichend genaue Vorhersage für die gegebene Anwendung liefern
- in einen robusten mechanischen Algorithmus implementiert werden

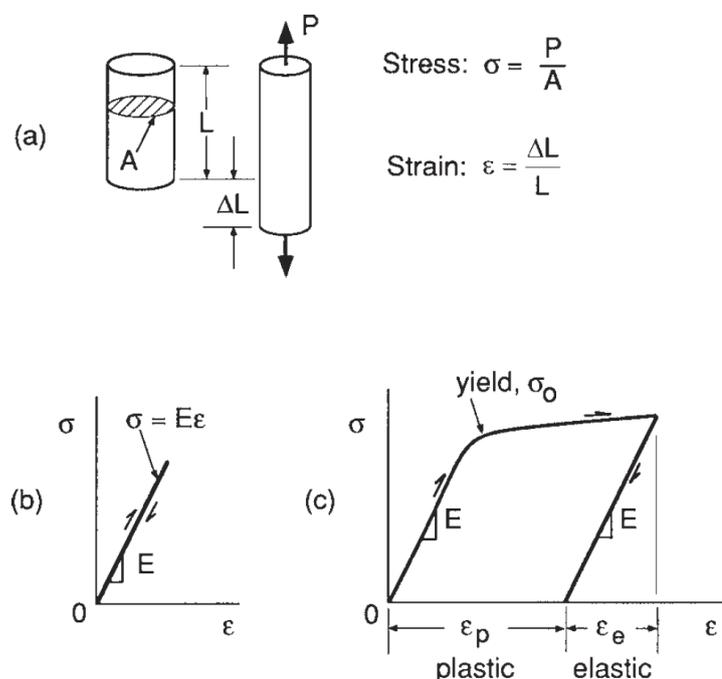


Abbildung 2.12.: Axiales Bauteil (a), ausgesetzt der Belastung und Entlastung zeigt elastische Deformationen (b) und beidem: elastischer und plastischer Deformation(c) [Dowlin, 2013, S. 21]

Unterschieden wird bei Starrkörpern zwischen elastischen und plastischen Materialmodellen, wobei beide jeweils weiterhin unterteilt sind - siehe Abb. 2.12. Wenn ein einachsigen Zugversuch an einem Material durchgeführt wird und das Spannungsniveau ausreichend niedrig gehalten wird (unter der Elastizitätsgrenze), verformt sich das Probestück reversibel: Wenn die Lasten entfernt werden, kehrt der Körper in seine ursprüngliche Form zurück. Die Belastung in der Probe hängt nur von der Belastung ab, die auf sie ausgeübt wird, und sie hängt nicht von der Belastungsrate oder der Belastungsgeschichte ab. Das Materialverhalten von plastischen Starrkörpern ist durch irreversible Beanspruchung gekennzeichnet, die in einem Material auftritt, sobald eine bestimmte Spannung erreicht ist. Dabei wird angenom-

men, dass sich die plastischen Dehnungen sofort entwickeln, d.h. unabhängig von der Zeit. [Basan und Marohnic, 2016, S. 5-7][Dowlin, 2013, S. 21][Rust, 2016]

Bei der bilinearen isotropen Verfestigung wird im Vergleich zu der multilinearen isotropen Härtung eine Kurve bestehend aus zwei linearen Steigungen und nicht aus mehreren verwendet (siehe Abb. 2.13). Diese Optionen werden für große Dehnungsanalysen empfohlen, da bei großen Dehnungen ( $> 5-10\%$  echte Dehnung) die kinematische Verhärtung zum Bauschinger-Effekt führen könnte. Ihre Anwendung wird jedoch nicht für zyklische oder stark unproportionale Lastverläufe in kleinen Dehnungsanalysen empfohlen. [Basan und Marohnic, 2016, S. 29] Bilineare isotropische Verfestigung nutzt die von-Mises Fließbedingung gekoppelt mit der isotropen Verfestigungsbedingung (in ANSYS: TB,BISO)[ANSYS, 2011a][Gartner und de Bortoli, 2016, S. 2]. Die elastische-Plastifizierung ist ein nicht-konservatives, pfadabhängiges Phänomen, d.h. dass die Reihenfolge, in der die Lasten aufgebracht werden und in denen plastische Antworten auftreten, beeinflusst die entgültigen Lösungsergebnisse. Lasten werden dementsprechend als Reihe von kleinen inkrementellen Lastschritten und Zeitschritten aufgebracht. In ANSYS geschieht das auch über die automatische Zeitschrittfunktion - Die Lastschrittgröße wird nach jedem Lastschritt mit einer hohen Anzahl von Iterationen oder einer großen plastischen Dehnungszunahme ( $> 15\%$ ) automatisch reduziert.[ANSYS, 2018]

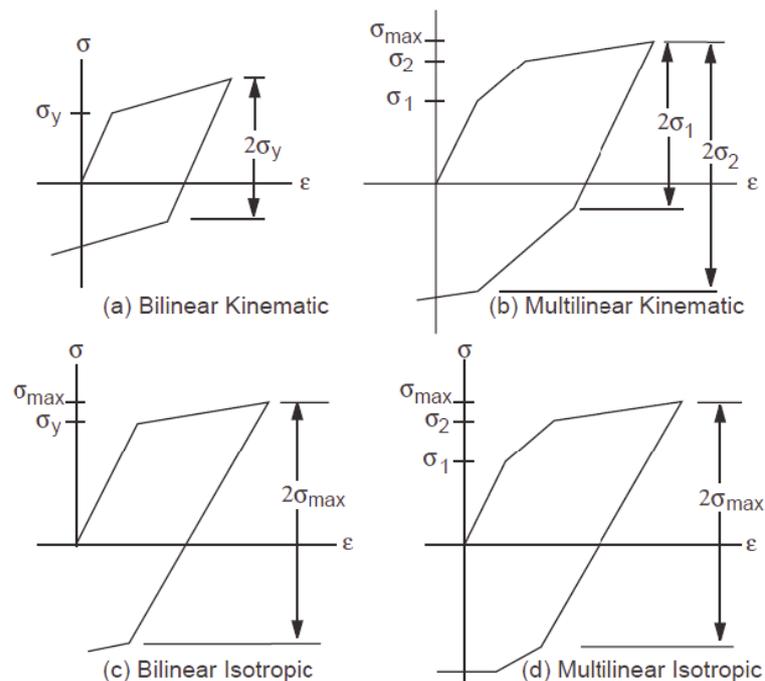


Figure 29 Uniaxial stress-strain behavior of some of the plasticity options [8]

Abbildung 2.13.: Uniaxiales Spannungs-Dehnungs-Verhalten einiger Plastizitätsoptionen [Basan und Marohnic, 2016, S. 29]

Die bilineare isotrope Härtungsoption (siehe Abb. 2.13,c) erfordert eine vorherige Eingabe elastischer Materialeigenschaften (Elastizitätsmodul  $E$ , der die Steigung des Anfangssegments der Kurve definiert, und die Querkontraktionszahl  $\nu$ ). Die bilineare Option erfordert die Eingabe

von zwei Konstanten, der Fließspannung  $R_{p0.2}$  und des Tangensmoduls  $E_T$ . Bei der angegebenen Fließspannung setzt sich die Kurve entlang der zweiten Steigung des Tangensmoduls fort. Der Tangensmodul darf nicht kleiner als Null (perfekte Plastizität) oder größer als der Elastizitätsmodul sein. [Basan und Marohnic, 2016, S. 31] Standardwerte für Stahl entsprechen  $E_T = \frac{E}{150}$ . Das bilineare Materialmodell kann mit Chaboche, Kriechen, Viskoplastizität und Hill Anisotropie Optionen kombiniert werden um komplexere Materialverhalten zu simulieren. Das Materialverhalten wird als bilineare Spannungs-Dehnungs-Kurve beschrieben, die im Ursprung mit positiven Spannungs- und Dehnungswerten starten. Der Anfangsanstieg der Kurve zeigt das Elastizitätsmodul des Materials. An der vorgegebenen Streckgrenze C1 folgt die Kurve dem zweiten Anstieg, welche definiert ist als Tangentenmodul C2 (hat die gleichen Einheiten wie das E-Modul) - siehe Abb. 2.14. In ANSYS Classic muss eine Spannungs-Dehnungs-Tabelle eröffnet werden mit TB,BISO. Für alle Spannungs-Dehnungs-Kurven werden Temperaturen definiert, dann werden C1 und C2 definiert. Die Konstanten C1 und C2 sind in Tab. 2.2 [ANSYS, 2011a][ANSYS, 2010b]:

Konstante	Einheit	Eigenschaft
C1	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Streckgrenze
C2	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Tangentenmodul

Tabelle 2.2.: Konstanten für die BISO Befehle in ANSYS Classic

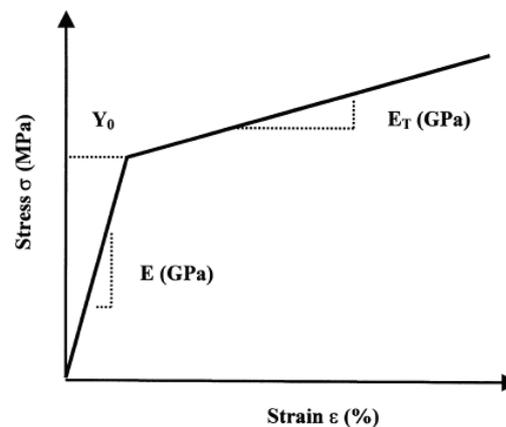


Abbildung 2.14.: Eine schematische Darstellung des bilinearen Materialgesetzes,  $E_T$  ist das Tangentenmodul und  $E$  das Elastizitätsmodul [ANSYS, 2011a]



## 3. Voraussetzungen der Analyse

In diesem Kapitel werden die Voraussetzungen für die spätere Analyse in ANSYS ermittelt und berechnet. Das Material und der Einfluss von Kälte auf das Materialverhalten wird näher erläutert, um die Materialmodelle für die folgenden Simulationen zu erstellen. Außerdem werden die Belastungen am Container (Standardcontainer), bzw. Containerunterboden/Twistlock (Kranmodul) ermittelt. Diese werden später am globalen Modell als äußere Lasten angetragen.

### 3.1. Material

Entsprechend Kap. 2.2.2 wurden die Bauteile gewählt, die in diesem Kapitel näher untersucht werden. Zuerst werden die Materialdaten der einzelnen Bauteile dargestellt, die von den Lieferanten und Herstellern vorgegeben wurden. Die folgenden Untersuchungen umfassen die Ermittlung der Materialeigenschaften und des Einflusses der niedrigen Temperaturen auf das Materialverhalten mithilfe der Auswertung der Zugproben. Diese wurden bei Raumtemperatur und bei  $-40^{\circ}\text{C}$  getestet. Im Anh. A sind alle weiterführenden Ergebnisse der Zugversuche in Spannungs-Dehnungs-Kurven dargestellt.

In Kap. 2.2.2 in Tab. 2.1 sind die Firmen zu den entsprechenden Twistlockbezeichnungen zu entnehmen. Laut Herstellerangaben bestehen die Twistlocks Twist 1 und Twist 2 aus 20SiMn nach chinesischem Standard, das entspricht G20Mn5 nach DIN EN 10213 [DIN, 2007] und DIN EN 10293 [DIN, 2015a]. Entsprechend der DNV-GL Vorschriften [DNV, 2016, Part 2] darf das Material G20Mn5 (Stahlguss) im Niedrigtemperaturbereich genutzt werden. Der Twistlock Twist 3 besteht nach Herstellerdaten aus zwei verschiedenen Materialien: die Basis besteht aus SCW480 und der Kopf aus 40Cr. Entsprechend [Tirler, 2012, S. 121] ist SCW480 gleichzusetzen mit dem Stahlguss G20Mn5 und 40Cr mit 41Cr4 [Tra Company Ltd, 2007][DIN, 2006a]. Der Stahl 41Cr4 sowie der Stahlguss G20Mn5 zeigt mit der angegebenen Kerbschlagfähigkeit bei  $-20^{\circ}$  von durchschnittlich 42 J entsprechend dem Hersteller Zertifikat eine gute Verwendung im Minustemperaturbereich.

Die Containerecke CE 1 besteht aus ZG260-450, welches nach chinesischem Standard GB/T 16253-1666 dem Stahlguss GS-45 entspricht [Finsterwalder, 2014b][DIN, 1967]. Die „Deutsche Containerecke“ CE 2 ist entsprechende dem Abnahmezeugnis nach DIN EN 10204 [DIN, 2004] aus Aldur S45 normalisiert - ein Stahlguss entsprechend GS-45 nach DIN ISO 10293 [DIN, 2015a]. Dieser Stahlguss ist ein durchgehender, feinkörniger Stahlguss, beständig gegen Sprödbruch mit hoher Streckgrenze, garantierter Schweißbarkeit und für den Tieftemperaturbereich ausgelegt mit einer Kerbschlagfähigkeit von durchschnittlich  $>100\text{ J}$  bei  $-40^{\circ}$  entsprechend dem Abnahmeprüfzeugnis nach DIN EN 10204 [DIN, 2004].

Tab. 3.1 zeigt die chemische Zusammensetzung der zwei verschiedenen Containerecken, mit den Angaben der Lieferanten. Tab. 3.2 zeigt die chemische Zusammensetzung der verschiede-

nen Twistlock Typen. Die Basis von Bremen entspricht dem Material von den Twistlocks von Finsterwalder und Bowmann. Die entsprechenden Werte der chemischen Zusammensetzung sind der DIN Norm DIN EN 10293 [DIN, 2015a] entnommen. Der Bolzen von Twist 3 aus dem Stahlguss 41CR4; die chemische Zusammensetzung ist der DIN10083 [DIN, 2006a] entnommen.

Das Schweißnahtmaterial ist SG Mo (1.5424 - DIN EN ISO 21952-A-G/W MoSi [DIN, 2012]) für die Verbindung des Twistlocks mit der unteren Platte und SG3 (G4Si-1) um die Containerecke an der Platte zu befestigen. Die Platten zum Fixieren im Schwerlast-Bauteilprüfsystem bestehen aus S275 Stahl.

Chemische Elemente	CE 1	CE 2
	GS-45 [Finsterwalder, 2014b]	GS-45 [Bowmann, 2016]
C	0.15-0.17%	0.133-0.160%
Mn	1.01-1.35%	1.25 - 1.34%
Si	0.21-0.37%	0.4 - 0.5%
S	0.013-0.022%	0.003 - 0.004%
P	0.014-0.022%	0.007 - 0.014%
CE	0.338-0.426%	-
Ni	-	0.03 - 0.05%
Mo		0.01%

Tabelle 3.1.: Chemische Zusammensetzung der Containerecken [DIN, 2007] [Finsterwalder, 2014b][Bowmann, 2016]

Chemische Elemente	Twist 1 & 2 & Basis Twist 3	Bolzen Twist 3
	G20Mn5	41Cr4
C	0.17 - 0.23%	0.38 - 0.45%
Mn	1 - 1.6%	0.6 - 0.9%
Si	max. 0.6%	max. 0.4%
S	max. 0.020%	<0.035%
P	max. 0.020%	max. 0.025
Ni	max. 0.8	-
Cr	-	0.9 - 1.2%

Tabelle 3.2.: Chemische Zusammensetzung der Twistlocks [DIN, 2006a], [DIN, 2015a]

Die Materialien weisen einen hohen Mangananteil auf. Mangan hat den Effekt des Härtens. Außerdem steigen die Dehngrenze und die Zugfestigkeit mit steigendem Mangananteil ebenfalls an. Ist der Mangananteil kleiner als 3% steigt die Zugfestigkeit im gleichen Maße wie der Mangananteil. Entsprechend den Tab. 3.1 und 3.2 liegt der Mangananteil bei 1 - 1.6% beim Twistlock-System und bei der Containerecke.

Tab. 3.3 beinhaltet die mechanischen Eigenschaften der Twistlocks und Containerecken. Diese Daten werden als Basis für die weitere Untersuchung der Materialeigenschaften mithilfe von Zugproben genutzt. Für den Bolzen von Twist 3 sind keine Zugproben durchgeführt worden, da das Bauteil zu klein ist zur Entnahme ausreichend großer Proben. In der späteren ANSYS Simulation werden daher die Materialeigenschaften aus Tab. 3.3 genutzt.

Das Materialverhalten der Simulationen in ANSYS wird als bilinear-elastisches Verhalten gewählt: das bilineare isotrope Materialverhalten nutzt das von-Mises-Fließkriterium gekoppelt mit einer isotropen Kaltverfestigungsbedingung. Diese Option wird häufig für große Deformationsanalysen genutzt - siehe Kap. 2.4.3. Die Streckgrenze und das Tangentenmodul werden dort zusätzlich zu den Eigenschaften des linear-elastischen Materials angegeben. Dazu gehört das E-Modul, die Querkontraktionszahl und der Reibungskoeffizient.

Zu erkennen ist, dass für die verschiedenen Containereckentypen die Materialeigenschaften im gleichen Bereich liegen. Die Dehngrenze und die Zugfestigkeit des Twistlock Bolzens von Twist 3 liegen deutlich über denen der Twistlocks Twist 1 und 2 - die Bruchdehnung deutlich darunter.

Mechanische Eigenschaften bei Raumtemperatur	CE 1	CE 2	Twist 1 & 2 & Basis Twist 3	Bolzen Twist 3	Platten
	GS-45	GS-45	G20Mn5	41Cr4	S275
Dehngrenze $R_{p0,2}$ [MPa]	280-350	317 - 347	300	> 560	> 275
Zugfestigkeit $R_m$ [MPa]	450-530	484 - 519	500 - 650	800 - 950	430 - 530
Bruchdehnung A [%]	25-33	26.2 - 31.9	22	> 14	>25
E-Modul E [GPa]	210	210	210	210	210
Querkontraktionszahl $\nu$	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3

Tabelle 3.3.: Mechanische Eigenschaften der Twistlockteile, Platten und Schweißnähte[DIN, 2007] [Finsterwalder, 2014b]

### 3.1.1. Temperatureinfluss auf das Material

Für diese Arbeit ist eine Betrachtung der Veränderung der Materialeigenschaften in Abhängigkeit von der Temperatur wichtig. Typische Effekte die bei tiefen Temperaturen auftauchen, sind:

- Versprödung: Stähle weisen eine temperaturabhängige Zähigkeit auf. Ab einer Übergangstemperatur beginnt die Kaltversprödung, welche zu Brüchen führen kann. Das Material des Twistlocks und der Basis sind für Temperaturen von  $-40^\circ$  ausgelegt und erreichen bei dieser Temperatur eine Kerbschlagfähigkeit von 27 J. [DIN, 2007]
- Kälteschrumpfung: wenn sich ein Bauteil durch Abkühlung stark zusammenzieht ist die Funktionsfähigkeit eingeschränkt. Das trifft vor allem auf Bauteile zu die aus verschiedenen Materialien mit unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten bestehen, da thermischen Spannungen und Risse auftreten können. Das ist bei dem Twistlockbauteil weniger ein Problem, da alle Teile aus Stahlguss gefertigt wurden.

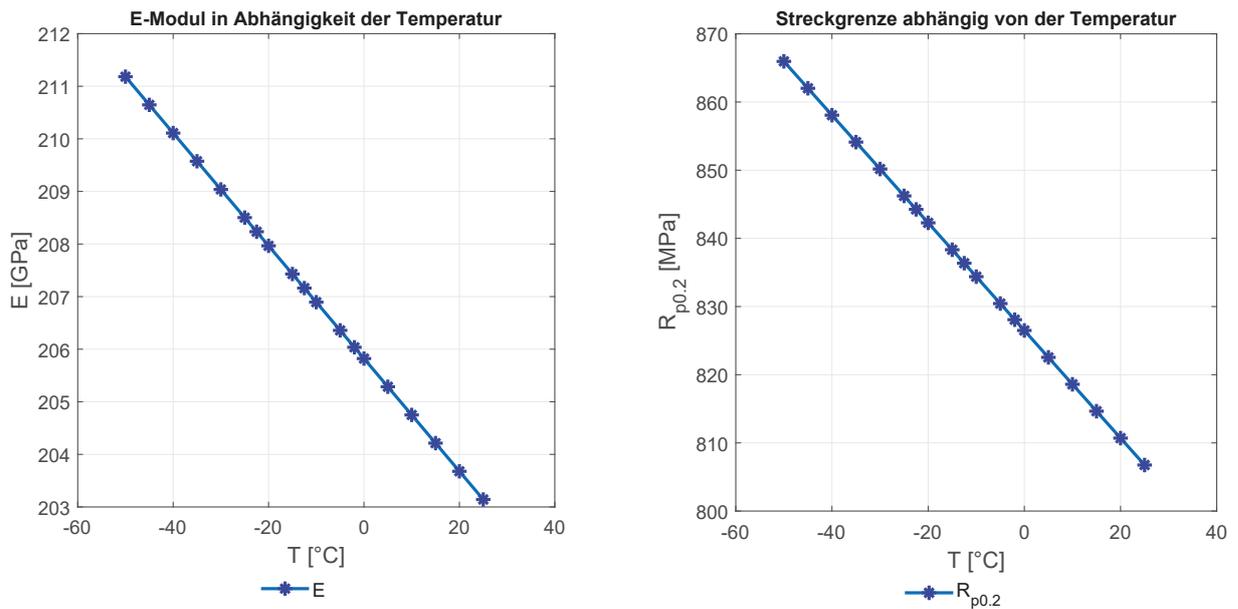


Abbildung 3.1.: E-Modul und Streckgrenze in Abhängigkeit von der Temperatur für einen Beispielstahl mit  $E = 214.44$  GPa bei Normaltemperatur [Guo, 2002, S. 29, (Modifizierte Daten)]

- Eisbildung: auf den Bauteilen können sich große Schichten an Eis bilden, die das Bauteil blockieren oder die Funktionsfähigkeit beeinflussen können, z.B. mit geringeren, bzw. größeren Reibungskoeffizienten
- Elastizität: der E-Modul ist bei Metallen stark temperaturabhängig [Rösler et al., 2016] ebenso wie die Materialeigenschaften

Die beiden oberen Aspekte werden durch die Wahl des Materials nicht weiter betrachtet - beide sind für den Tieftemperaturbereich ausgelegt, siehe [DNV, 2016, Part 2]. Für alle weiteren Simulationen wird die Annahme getroffen, dass durch die Eisbildung die Funktion des Twistlock-Systems nicht eingeschränkt wird. Der Fokus der Arbeit liegt bei den mechanischen Eigenschaften des Materials: die Veränderung der Materialeigenschaften und der Reibungskoeffizienten.

Die Streckgrenze  $R_T$  und der E-Modul  $E_T$  sind temperaturabhängig, und werden mithilfe der Gl. 3.1 und 3.2 [Guo, 2002, S. 29] beschrieben.

$$R_{e,T} = R_{e,0} + \Delta R_t \left( 1 - \frac{T + 170}{190} \right) \quad (3.1)$$

$$\text{mit } \Delta R_t = 150$$

$$E_{s,T} = E_{s,0} + \frac{E_{s,0}}{10} \left( 1 - \frac{T + 170}{190} \right) \quad (3.2)$$

Die Ergebnisse für den Elastizitätsmodul und die Streckgrenzenberechnungen in Abhängigkeit von der Temperatur ist in den Abb. 3.1 zu sehen. Deutlich erkennbar ist ein Anstieg der Elastizität und der Streckgrenze mit sinkender Temperatur. Da die Ergebnisgraphen von den Materialeigenschaften bei Raumtemperatur abhängig sind, werden diese Gleichungen nach den Zugprobenversuchen mit den gemessenen Materialwerten angepasst.

T [°C]	$\mu_{\text{Stahl/Eis}}$	$E_{s,T}$ [GPa]	$R_{e,T}$ [MPa]
0	0.0315	212.21	331.57
-2	0.023		
-5	0.018	212.76	339.47
-10	0.034	213.32	347.36
-12.5	0.039		
-15	0.047	213.87	355.26
-20	0.06	214.42	363.16
-22.5	0.062		
-25	0.061	214.97	371.05
-30	0.0675	215.53	378.94
-35	0.0713	216.08	386.84
-40	0.0995	216.63	394.73

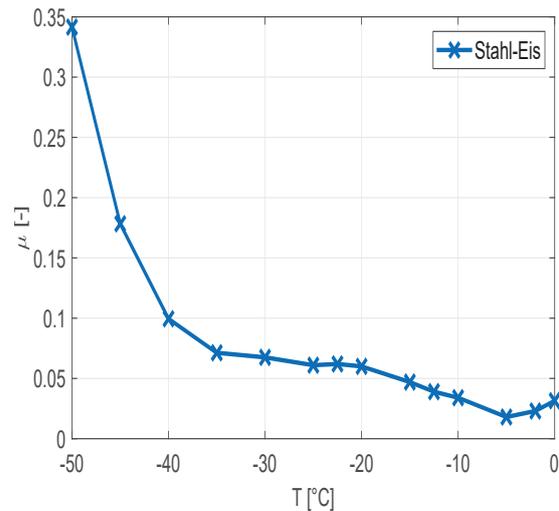


Abbildung 3.2.: Reibungskoeffizient  $\mu$  für die Kontaktflächen Stahl/Eis und der E-Modul von Stahlguss in Abhängigkeit von  $T$  für einen Beispielstahl mit  $E = 214.44$  GPa [Albracht et al., 2011, S. 624 - Modifizierte Daten][Guo, 2002, S. 29 - Modifizierte Daten]

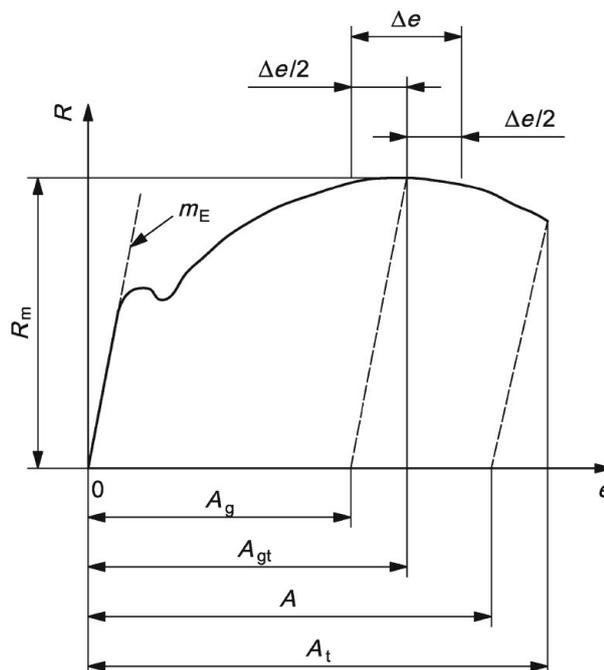
Im Tieftemperaturbereich wird davon ausgegangen, dass durch Nebel und Spritzwasser eine Eisschicht gebildet wird und die Reibungsfläche aus Eis und Stahl besteht. Die Ergebnisse für die Reibung sind in Tab. 3.2 dargestellt [Albracht et al., 2011]. Die Literatur nach [Albracht et al., 2011], [Makkonen und Tikanmäki, 2014] und [Evans et al., 1975] zeigt einen Abstieg und anschließend einen Anstieg des Reibungskoeffizienten Stahl/Eis ist in Abb. 3.2 dargestellt. [Albracht et al., 2011, S. 624 - Modifizierte Daten mit Trendlinie] mit der Gleichung:  $5 \cdot 10^{-7} \cdot T^4 + 4 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 0.001 \cdot T^2 + 0.0063 \cdot T + 0.0315$ . Der Reibungskoeffizient ist allerdings auch von anderen Variablen abhängig wie Druckkontakt und Geschwindigkeit [DIN, 2011]. Daher werden für die Verwendung der oben aufgeführten Daten mehrere Randbedingungen gesetzt:

- Stahlprobe hochlegierter Cr-Stahl
- Druckkontakt konstant bei  $F_N = 1$  N
- konstante Geschwindigkeit  $v = 0.13 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Alle mechanischen Eigenschaften zeigen einen linearen Verlauf in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur  $T$ . [Michel und Kaeding, 2012]

### 3.1.2. Ermittlung der Materialdaten mittels Zugproben

In diesem Kapitel werden die verwendeten Materialien auf Ihre Eigenschaften überprüft. Die Streckgrenze, das Tangentenmodul sowie der E-Modul werden mittels Zugprobe nach DIN geprüft und mit einem entsprechenden ANSYS Modell verglichen.



#### Legende

- $A$  Bruchdehnung [mit einem Dehnungsaufnehmer oder direkt an der Probe bestimmt (siehe 20.1)]
- $A_g$  Plastische Extensometer-Dehnung bei Höchstkraft
- $A_{gt}$  gesamte Extensometer-Dehnung bei Höchstkraft
- $A_t$  gesamte Extensometer-Dehnung beim Bruch
- $e$  Extensometer-Dehnung
- $m_E$  Steigung des elastischen Teils der Spannung/Extensometer-Dehnung-Kurve
- $R$  Spannung
- $R_m$  Zugfestigkeit
- $\Delta e$  Plateaubereich (für die Bestimmung von  $A_g$  siehe Abschnitt 17, für die Bestimmung von  $A_{gt}$  siehe Abschnitt 18)

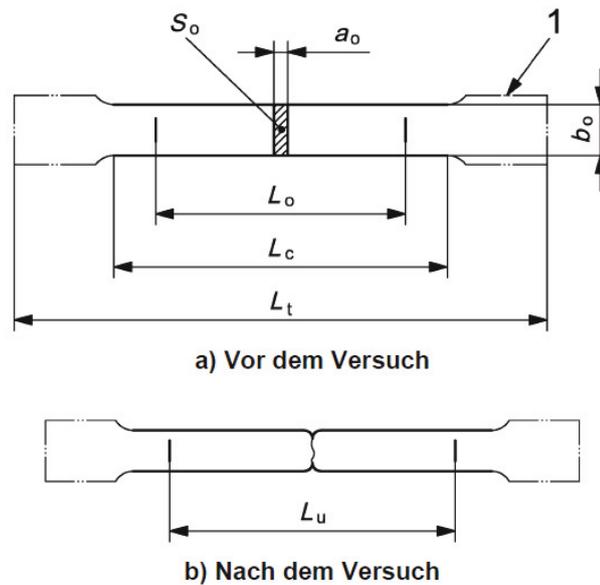
Abbildung 3.3.: Definitionen der Extensometer-Dehnungen. [DIN, 2014]

### Zugversuch metallischer Werkstoffe nach DIN EN ISO 6892

Der Zugversuch besteht darin eine Probe durch eine Zugbeanspruchung bis zum Bruch zu dehnen um eine oder mehrere Eigenschaftswerte zu bestimmen [DIN, 2014]. Das Ergebnis eines Zugversuchs ist ein Spannungs-Dehnungs-Diagramm, in dem ausgewertet wird, welche Materialeigenschaften, wie Streckgrenze, E-Modul und Zugfestigkeit vorliegen - siehe Abb. 3.3. Die Prüftemperatur liegt bei 10 - 35°C. Bei den durchgeführten Zugversuchen lag die Prüftemperatur bei ca.  $T=20^\circ$ .

Für die Raumtemperatur-Versuche gilt die DIN EN ISO 6892-1 [DIN, 2014]. Die Materialproben wurden entsprechend dieser Norm aus der Twistlock Base und der Containerecke mit einem rechteckigen Querschnitt herausgeschnitten. Dabei wurden die 3 unterschiedlichen Twistlock Basen von Twist 1- 3 getestet. Die Prüfgeschwindigkeit basiert bei den Versuchen auf der Dehngeschwindigkeitsregelung (Verfahren A).

Für die Zugversuche in der Kältekammer gilt DIN EN ISO 6892-3 [DIN, 2015b]. Hier gilt eine vorgegebene Temperatur von +10°C bis -196°C. Die Kühleinrichtung muss die Materialpro-



#### Legende

$a_o$	Anfangsdicke einer Flachprobe oder Wanddicke eines Rohres	$L_t$	Gesamtlänge der Probe
$b_o$	Breite einer Flachprobe in der Versuchslänge	$L_u$	Messlänge nach dem Bruch
$L_c$	Versuchslänge	$S_o$	Anfangsquerschnitt innerhalb der Versuchslänge
$L_o$	Anfangsmesslänge	1	Probenköpfe

Abbildung 3.4.: Beispiel einer bearbeiteten Probe mit rechteckigem Querschnitt [DIN, 2014]

be auf die vorgegebene Temperatur abkühlen. Außer in der Kühlkammer ist eine Abkühlung durch eine Ausdehnung von komprimierten Gasen oder durch das Eintauchen in eine Flüssigkeit an Ihrem Siedepunkt (z.B.  $N_2$ ) erlaubt. Die Art des Kühlmediums hat einen bedeutenden Einfluss auf die Abkühlzeit und auf die Wärmeabfuhr. Dieser Einfluss kann einen signifikanten Einfluss auf das Prüfergebnis haben. Die Temperatur ist bei den Proben an den Enden und mittig mittels eines Temperaturfühlers zu messen.

Die Unterschiede zwischen der Zugprobe in Raum- und Tieftemperatur liegen hauptsächlich beim Ansetzen des Extensometers und der Festlegung der Messlänge (siehe Abb. 3.4): bei dem Verfahren zur Ermittlung von  $L_e$  wird die Wärmeausdehnung der Probe und des Extensometers berücksichtigt. Die Probe muss abgekühlt werden und mindestens 10 min auf dieser Temperatur gehalten werden (Durchkühlzeit). Der Versuch darf erst begonnen werden, wenn sich die Anzeigen des Extensometers stabilisiert haben [DIN, 2015b]. Die Prüfkörpergröße darf bei der Kühlkammer nicht größer als E4x10x40 nach DIN sein, da die Zugmaschine die Belastungen bis zum Zerstören einer größeren Probe nicht aufbringt. Außerdem ist die Wahl des Extensometers eine andere - siehe Kap. 3.1.2. Die Zugversuche wurden an zwei verschiedenen Versuchsständen durchgeführt. Die Versuche bei Raumtemperatur werden an der Universität Rostock am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/Leichtbau (KTL) mit einer Probengröße nach DIN [DIN, 2015b] E5x16x50 durchgeführt. Die Versuche bei arktischen Temperaturen werden an der Fraunhofer-Einrichtung für Großstrukturen in der Produktionstechnik (IGP) getestet mit einer Probengröße von E4x10x40.

## Extensometer

Um die Dehnung bei Zug-, Druck- oder Biegeversuchen zu messen wird ein Dehnungssensor verwendet - zur Verfügung stehen analoge oder inkrementelle Wegsensoren. Inkrementelle Wegsensoren dienen der Erfassung von Lageänderungen (linear) oder Winkeländerungen (rotierend). Die Messung beinhaltet eine Richtungsbestimmung und eine Zählung.

Ein Dehnungssensor wird hier verwendet, um in der Werkstoffprüfung bei Zugversuchen die Dehnung zu messen. Hierzu werden analoge (Stufenlose Wegänderung) oder inkrementelle (eine bestimmte Schrittweite) Wegsensoren verwendet. Aus dem Signal wird mit Hilfe der Probenabmessungen die Dehnung errechnet. [Beck, 2018]

Bei der Direktmessung wird an der Probe gemessen, dabei werden entweder Ansetzaufnehmer oder optische Dehnungssensoren (z. B. Videoextensometer) verwendet. Dabei werden Auflösungen von bis zu  $1\ \mu\text{m}$  erreicht. Für die Messung des E-Moduls ist eine hohe Präzision erforderlich. [Dennis Rudolph, 2018]

Ein Ansetzaufnehmer gehört zu den berührenden Dehnungssensoren (auch taktile Extensometer genannt). [Zwick/Roell, 2018b] Das Extensometer wird manuell oder automatisch an die Messprobe angesetzt und durch Reibungskräfte oder Klemmkräfte wird die Messspitze an der Probe fixiert - siehe Abb. 3.5. Dabei wird die technische Dehnung  $\epsilon$  gemessen - im Vergleich zu den Messverfahren auf Grundlage einer Bildkorrelation von Oberflächenmustern (sogenannte Laserextensometer) bei denen die logarithmische Dehnung  $\epsilon'$  gemessen wird. [Zwick/Roell, 2018a]

Der Ansetzaufnehmer hat mindestens zwei Messspitzen bzw. Messschneiden. Dehnt sich die Probe aus, so verändert sich der Abstand zwischen den beiden Messschneiden und die Dehnungsänderung wird während eines Zugversuchs ermittelt. [Zwick/Roell, 2018b]

Indirekte Messung: Indirekt heißt in diesem Fall, dass die Dehnung über einen Drehgeber an der Motorachse gemessen wird.



Abbildung 3.5.: Extensometer an der Probe, bei  $\pm 25\ \text{mm}$ . [Kistner et al., 2018]



Abbildung 3.6.: Kühlkammer mit Videoextensometer im IGP (links). Rechts: Aufbau der Zugprobe im Inneren der Kühlkammer bei  $-40^{\circ}\text{C}$  [Kistner et al., 2018]

Die Dehnung wird kalibriert, so dass pro Inkrement z. B. die Probe um 0.1 mm gedehnt wird. Häufig wird diese Art von Dehnungsmesser als Traversenwegaufnehmer bezeichnet [Backhaus, 2018a]. Nachteil dieser Messmethode ist, dass der „Schlupf“ im Probenhalter oder auch die Dehnung der Traverse, sowie andere Verformungen in der Wegmessung enthalten sind. Die indirekte Dehnungsmessung ist daher für kleine Dehnungswerte nicht geeignet. [Zwick/Roell, 2018b] Das Videoextensometer ist ein Messsystem welches kamerabasiert ist und zur berührungslosen Dehnungsmessung bei Zugversuchen verwendet wird. Bei der Materialprüfung ist die Flach- oder Rundprobe in einer Zugprüfmaschine eingespannt. Die Zugprobe wird mit einer zunehmenden Kraft belastet, welche über die Kraftmessdose der Zugprüfmaschine gemessen wird. Zusammen mit dem Videoextensometer wird die gemessene Probendehnung kontinuierlich aufgezeichnet, wodurch ein Spannungs-Dehnungs-Diagramm erstellbar ist. Die Dehnungsbestimmung basiert auf genauigkeitsoptimierten Bildverarbeitungsalgorithmen zur Kantendetektion. Zur Messung müssen auf der Probe zwei kontrastreiche Linien- oder Punktmarkierungen angebracht sein. Der Abstand der Linienmarkierungen wird subpixelgenau vor und während der Belastung ermittelt. Aus der resultierenden Längenänderung und dem ursprünglichen Abstand wird die Dehnung berechnet (siehe Gl. 3.3). [Beck, 2018][DIN, 2014]

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (3.3)$$

Am KTL wird ein mechanisches Extensometer verwendet bei den Versuchen (siehe Abb. 3.5) und im IGP wird ein Videoextensometer genutzt. Abb. 3.6 zeigt links die Kühlkammer von außen mit Videoextensometer und rechts die Einspannvorrichtung der Probe bei einer Umgebungstemperatur von  $T = -40^\circ$ .

### Auswertung der Zugproben

Zur Auswertung der Zugproben wurden die Ergebnisse der mechanischen Größen zwischen Kältekammer und Raumtemperatur verglichen. Außerdem wurde ein ANSYS Modell mit den entsprechenden Materialdaten erstellt und mit den Ergebnissen der Zugproben verglichen. Damit soll sichergestellt werden, dass die Materialdaten für das spätere lokale ANSYS Modell richtig gewählt sind. Außerdem werden die mechanischen Eigenschaften in den Zugproben mit den vorgegebenen Daten des Herstellers verglichen.

Tab. 3.4 zeigt die unterschiedlichen Zugproben, die Materialien und die Bezeichnungen für die Auswertung für die exakte Zuordnung der Ergebnisse.

Die Zugproben der Twistlocks wurden ausschließlich aus der Basis entnommen, da der Bolzen zu klein für eine Probenentnahme ist. Die Proben die im IGP in der Kältekammer und bei Raumtemperatur geprüft wurden, haben eine Größe von E4x10x40 [DIN, 2009] und die Zugproben welche am KTL getestet wurden, haben eine Größe von E5x16x50 [DIN, 2009]. Die Größe beeinflusst die Ergebnisse bei der Extensometerauswertung. Im IGP ist aufgrund der vorgegebenen Kraft (Maximale Zugkraft) eine größere Probengröße nicht möglich. Die Ausgangslänge  $L_0$ , sowie die Dehnung der Messlänge  $\Delta L$  beziehen sich auf die Messlänge des Extensometers. Die ermittelten Materialkennndaten für die Proben der Twistlock Basen P1, P2, P11, P13, P21 und P22 sind in Tab. 3.5 dargestellt. Die Daten der anderen Proben vom KTL sind im Anhang A.7 zu finden.

Teil	Material n. Hersteller	Versuch	Bez.
Twist 1	G20Mn5	Zugproben bei Raumtemperatur (RT) (E 5 x 16 x 50) KTL	P1 - 4
CE 1	GS-45	Zugproben bei RT (E 5 x 16 x 50) KTL Zugproben Kältekammer (E 4 x 10 x 40) IGP	31, 35, 36 32, 33
Twist 2	G20Mn5	Zugproben bei RT (E 5 x 16 x 50)KTL Zugproben Kältekammer (E 4 x 10 x 40) IGP	P11; P13; 12, 14, 15
CE 2	GS-45	Zugproben bei RT (E 5 x 16 x 50) KTL Zugproben bei RT (E 4 x 10 x 40) IGP Zugproben Kältekammer (E 4 x 10 x 40) IGP	3-5; 7; 9 1 2; 8
Twist 3	G20Mn5	Zugproben bei RT (E 5 x 16 x 50) KTL Zugproben bei RT (E 4 x 10 x 40) IGP Zugproben Kältekammer (E 4 x 10 x 40) IGP	21; 22; 24 P21, P22 23, 25, 26

Tabelle 3.4.: Versuchsteile - Hersteller - Ergebnisse der Zugproben

	Symb.	Einh.	P11	P13	P21	P22	P1	P2
Probendicke	$a_0$	[mm]	4.99	4.99	5.0	4.99	5.076	5.070
Probenbreite	$B$	[mm]	16.12	16.12	16.10	16.06	16.070	16.12
Probenquerschnitt	$A_0$	[mm <sup>2</sup> ]	80.44	80.44	80.5	80.14	81.57	81.73
Messlänge vor Versuch	$L_0$	[mm]	50	50	50	50	50	50
Messlänge nach Versuch	$L_u$	[mm]	-	51.5	58.5	-	51.2	51.2
Dehnung Messlänge	$\Delta L$	[mm]	-	1.5	8.5	-	1.2	1.2
Bruchdehnung	$A$	[%]	-	3	17	-	2.4	2.4
Dehngrenze	$R_{p0,2}$	[MPa]	777.9	801.2	551	592.7	806	805
Zugfestigkeit	$R_m$	[MPa]	827.5	809.5	718.8	726.2	825.9	807.6
E-Modul	$E$	[GPa]	201.2	198.1	203.5	207.239	189.7	204

Tabelle 3.5.: Mechanische Eigenschaften der Zugproben bei Raumtemperatur der Twist 2 (P11 & P13), Twist 3 (P21 & P22) und Twist 1 (P1 & P2)

Die Abb. 3.7 zeigen die intakten und zerstörten Zugproben der CE 2, sowie die Proben von Twist 2 und 3. Die Proben von Twist 2 ebenso wie die Proben von Twist 1 (siehe Anhang A.7) sind in dem vorher definierten Testbereich gerissen und nur minimal eingeschnürt. Daraus resultiert die sehr geringe Bruchdehnung von 2.4-4% (siehe Materialkenndaten aus Tab. 3.5. Im Vergleich zu den Herstellerangaben von 22% ist der Wert deutlich niedriger. Für den Twist 3 konnte nur eine Dehnung ausgewertet werden und diese lag mit 17% deutlich über denen von Twist 1 und 2. Auch in Abb. 3.7 ist eine deutlich größere Dehnung der Proben P21 und P22 zu erkennen. Die Proben aller Twistlocks zeigen eine deutlich höhere Dehngrenze, sowie Zugfestigkeiten und niedrigere E-Module als vom Hersteller angegeben. Bei Probe P11 und P22 liegen die Risse außerhalb des Messbereichs und die Dehnung wurde nicht ausgewertet. Die Materialkenndaten vom Twist 1 und 2 sind sehr ähnlich und lassen, wie vom Hersteller angegeben auf das gleiche Material schließen. Die Probe von Twist 3 zeigt deutliche Unterschiede in der Dehnung, der Streckgrenze und der Zugfestigkeit. Auch der E-Modul ist höher als bei den anderen beiden Twistlocktypen. Das legt den Schluss nahe, dass sie nicht aus dem gleichen Material gegossen wurden. Trotzdem wird weiterhin von der möglichen Nutzung bei arktischen Temperaturen ausgegangen.

$$\underbrace{\frac{F}{\Delta s}}_{\text{Steigung der Kraft}} = \frac{E \cdot A_0}{L_0} \quad (3.4)$$

$$E = \frac{F \cdot L_0}{\Delta s \cdot A_0} \quad (3.5)$$

Bei der Containerecke CE 2 sind deutlich höhere Dehnungen zu erkennen als bei den Twistlockproben (siehe Tab. 3.6 siehe Anhang A.7). Bis auf eine Probe, die außerhalb den Messbereichs gerissen ist wurden alle Proben entsprechend ihrer Dehnung ausgewertet. Diese liegt im Durchschnitt bei 33%, also höher als vom Hersteller mit  $A = 26 - 32\%$  angegeben. Die Zugfestigkeit und die Streckgrenze liegen in den Bereichen, die der Hersteller angegeben hat, der E-Modul darunter. In 2 von 3 Twistlocks verschiedener Lieferanten sind Lunken an signifikanten Bereichen der Twistlock Basis gefunden worden (siehe Abb. 3.8 und 3.9). Die Lieferanten von Twist 1: (3 Twistlockproben) und Twist 2 (2 Twistlockproben) haben scheinbar den gleichen Hersteller und sind möglicherweise aus der selben Charge. Das wird durch das gleiche Ausse-

	Symb.	Einh.	P3	P4	P5	P7	P9
Probendicke	$a_0$	[mm]	5	5	5.01	5.01	4.99
Probenbreite	$B$	[mm]	16.07	16.10	16.13	16.09	16.0
Probenquerschnitt	$A_0$	[mm <sup>2</sup> ]	80.35	80.5	80.81	80.61	80.24
Messlänge vor Versuch	$L_0$	[mm]	50	50	50	50	50
Messlänge nach Versuch	$L_u$	[mm]	64.6	66.3	68.4	66.6	-
Bruchdehnung	$A$	[%]	29.2	32.6	36.8	33.2	-
Dehngrenze	$R_{p0,2}$	[MPa]	322.3	347.6	340.6	326.4	347.4
Zugfestigkeit	$R_m$	[MPa]	498.5	528	519.6	508.9	518
E-Modul	$E$	[GPa]	200.147	202.342	200.877	200.454	203.025

Tabelle 3.6.: Mechanische Eigenschaften der Zugproben bei Raumtemperatur der CE 2

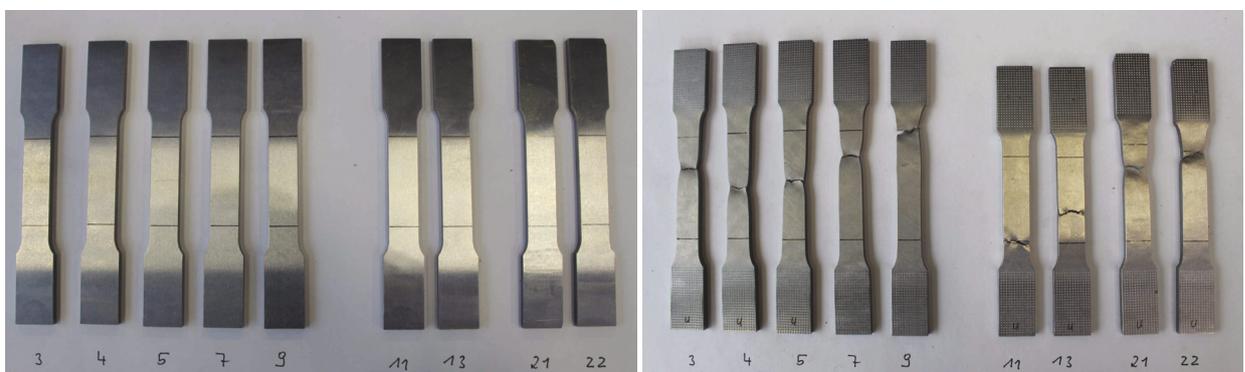


Abbildung 3.7.: Unbeschädigte und beschädigte Zugproben von CE 2 (Probe 3-5, 7, 9), Twist 2 (Probe 12-13); Twist 3 (Probe 21-22) [Kistner et al., 2018]

hen der Twistlocks und den gleichen Stellen der Lunker gezeigt. Twist 3 enthält keine Lunker. Auch die Containerecke CE 1 (gefertigt in China) zeigt bei den Untersuchungen Materialfehler. Die Containerecke CE 2 (gefertigt in Polen) zeigt hingegen keine Lunker. In den Zugproben wurden die Probestücke so gewählt, dass vermutlich keine Lunker enthalten sind. Aber für die späteren Versuche auf Zug-, Druck- und Betriebsbelastung und den Simulationen des lokalen Twistlock-Systems wird ausschließlich die Baugruppe bestehend aus CE 2 und Twist 3 verwendet.

Die Materialeigenschaften werden in der folgenden Auswertung analysiert und ausgewertet: die Prüftemperatur, die Streckgrenze, die Zugfestigkeit, der E-Modul und die Dehnung. Dabei soll vor allem ein Augenmerk auf den Vergleich zwischen Kältekammer und Raumtemperaturmessungen liegen um den Einfluss der Temperatur zu ermitteln.

In Tab. 3.7 ist ein Vergleich der wichtigsten Materialkennndaten dargestellt in Abhängigkeit von der Prüftemperatur, des Bauteils und der Prüfgröße. Die Ergebnisse der Zugproben von Twist 3 sind in Bezug auf die Temperatur vergleichbar: Die Dehngrenze  $R_{p0,2}$  steigt mit sinkender Temperatur, ebenso wie die Zugfestigkeit  $R_m$ . Bei dem E-Modul ist eine minimale Steigung zu sehen, wenn die Temperatur sinkt. Da die Differenz aber zwischen 1-5% liegt, wird diese Veränderung in der weiteren Arbeit vernachlässigt.

Die Dehngrenze wie auch die Zugfestigkeit werden in Abhängigkeit der Temperatur im späteren globalen ANSYS Modell angepasst. Die Zugproben sind für den gleichen Prüfort und die gleiche Prüftemperatur reproduzierbar. Die Unterschiede zwischen den Kalt- und Warmtemperaturergebnissen entsprechen den Ergebnissen der Literatur. Auch die Dehnung verhält sich

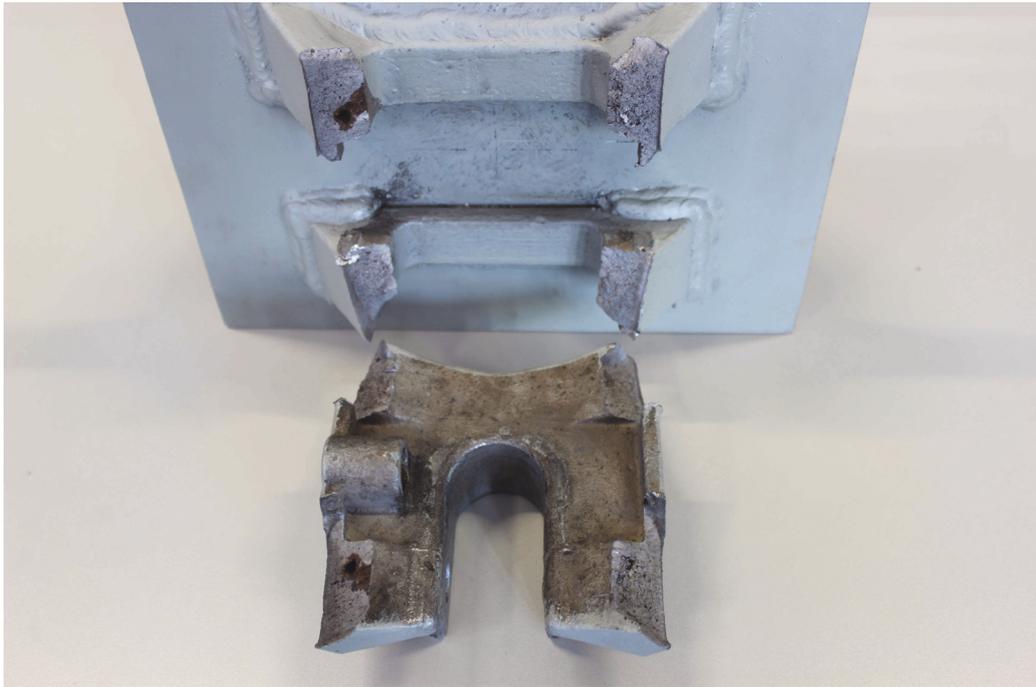


Abbildung 3.9.: Lunker in der Twistlock Basis von Twist 1 nach Betriebsfestigkeitsversuch

erwartungsgemäß: bei sinkender Temperatur nimmt die Dehnung ab. Die Unterschiede bei den Messungen der Raumtemperaturen basiert auf den unterschiedlichen Prüforten (KTL und IGP). Hier ist erkennbar dass die Dehngrenze und der E-Modul teilweise deutlich voneinander abweichen. Die Dehngrenze ist beim KTL für den Twist 3 deutlich höher als im IGP (ca. 20% Differenz), ebenso wie der E-Modul (ca. 11% Differenz) - siehe Abb. A.10. Bei den Ergebnissen der CE 2 ist die Differenz zwischen den Dehngrenzen kaum sichtbar - siehe Abb. 3.10 und A.3. Vom Twist 2 wurden keine Zugproben bei Raumtemperatur im IGP gezogen, daher ist hier kein Vergleich möglich. Die Unterschiede sind zurückzuführen auf das Guss-Material der Bauteile, da Guss je nach Entnahmeort teils große Differenzen in den mechanischen Eigenschaften aufweist.

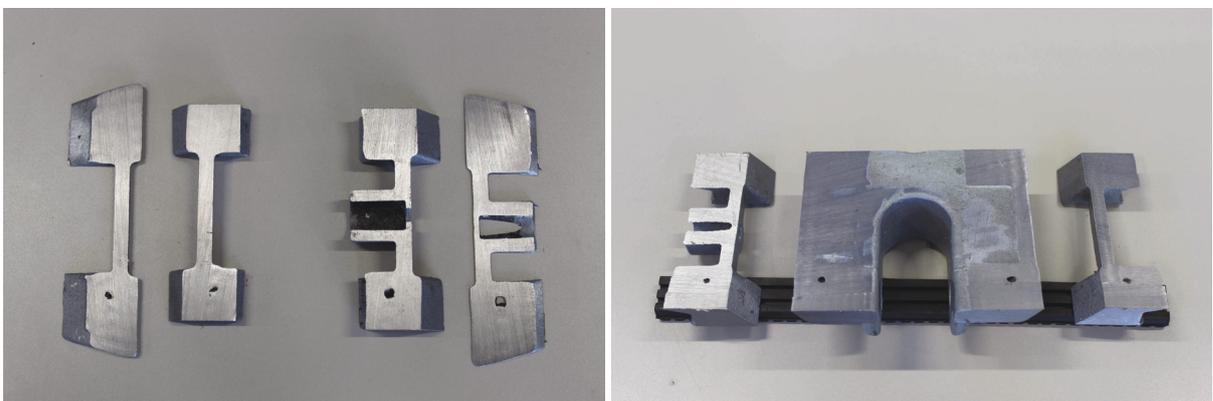


Abbildung 3.8.: Links: Lunker in der Twistlock Basis von Twist 1; rechts: Lunker in der Twistlock Basis von Twist 2 [Kistner et al., 2018]

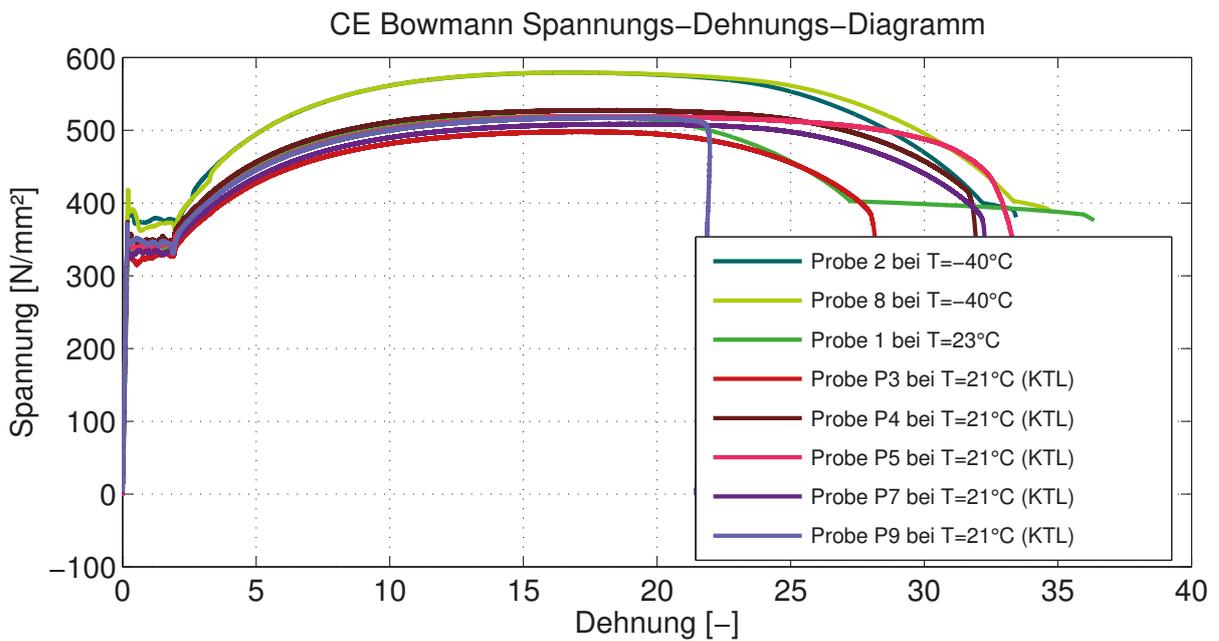


Abbildung 3.10.: CE 2: Vergleich Kältekammer T=-40° und RT T=23° IGP [Kistner et al., 2018]

Nr.	Bauteil	Probengröße [mm]	Prüfart	T °	$R_{p0.2}$ [ $\frac{N}{mm^2}$ ]	$R_m$ [ $\frac{N}{mm^2}$ ]	E [ $\frac{N}{mm^2}$ ]	A %
P1	Twist 1	E5x16x50	KTL	21°	806	826	190	2.4
P2	Twist 1	E5x16x50	KTL	21°	805	808	204	2.4
P3	Twist 1	E5x16x50	KTL	21°	807	866	204	4
P4	Twist 1	E5x16x50	KTL	21°	810	882	203	4
12	Twist 2	E4x10x40	IGP	-40°	842	931	177	7.1
14	Twist 2	E4x10x40	IGP	-40°	831	892	197	4.2
15	Twist 2	E4x10x40	IGP	-40°	811	822	177	-
P11	Twist 2	E5x16x50	KTL	21°	778	828	201	-
P13	Twist 2	E5x16x50	KTL	21°	801	810	198	3.0
23	Twist 3	E4x10x40	IGP	-40°	520	701	188	19.0
25	Twist 3	E4x10x40	IGP	-40°	493	683	184	14.4
26	Twist 3	E4x10x40	IGP	-40°	507	692	195	24.0
21	Twist 3	E4x10x40	IGP	23°	469	641	184	25.9
22	Twist 3	E4x10x40	IGP	23°	436	600	183	39.9
24	Twist 3	E4x10x40	IGP	23°	469	650	184	34.1
P21	Twist 3	E5x16x50	KTL	21°	551	719	203	17
P22	Twist 3	E5x16x50	KTL	21°	593	726	207	-
2	CE 2	E4x10x40	IGP	-40°	385	579	183	33.2
8	CE 2	E4x10x40	IGP	-40°	392	579	192	34.6
1	CE 2	E4x10x40	IGP	23°	336	519	190	36.1
P3	CE 2	E5x16x50	KTL	21°	322	499	200	29.2
P4	CE 2	E5x16x50	KTL	21°	348	528	202	32.6
P3	CE 2	E5x16x50	KTL	21°	341	520	201	36.8
P4	CE 2	E5x16x50	KTL	21°	326	510	200	33.2
P3	CE 2	E5x16x50	KTL	21°	347	518	203	-

Tabelle 3.7.: Ergebnisse der Materialeigenschaften in den Zugproben im Temperaturvergleich

Zudem ist die teilweise sehr große Differenz im E-Modul eine Folge der Messmethode. In den Detailansichten im Anhang A Abb. A.3 und A.11 ist erkennbar, dass die Messungen mit dem Extensometer nicht linear verlaufen sondern große Schwankungen in den Messwerten zeigen. Um den E-Modul zu bestimmen, muss durch diesen Graphen eine lineare Funktion gezogen werden, um den Anstieg und somit den E-Modul zu bestimmen. Der Fehler wird relativ groß, da die Unterschiede zwischen Minimal- und Maximalwerten bei der Ermittlung von  $E$  vernachlässigt werden. Die Messwerte in der Kältekammer haben im Vergleich zu den Versuchen bei Raumtemperatur am gleichen Prüfort größere Schwankungen, was zurückzuführen ist auf die Ventilation innerhalb der Kältekammer, die zusätzliche Schwingungen in der Versuchsvorrichtung auslöst. Außerdem spielt die unterschiedliche Probengröße eine Rolle bzgl. der Genauigkeit der Ergebnisse. Die Probengröße beim KTL konnte größer gewählt werden im Vergleich zum IGP, was eine genauere Auswertung ermöglicht.

Die Proben für CE 2 zeigen eine elastische Verformung, eine ausgeprägte Streckgrenze, die Fließzone, anschließend einen Anstieg der Spannung bis zum Erreichen der Zugfestigkeit und einen starken Abstieg bis zum Reißen der Probe. Die Proben von Twist 3 zeigen ebenfalls eine Fließzone und eine ausgeprägte Streckgrenze. Die Proben von Twist 1 und 2 zeigen diese Fließzone und die ausgeprägte Streckgrenze nicht.

Das, zusammen mit den unterschiedlichen Materialkenndaten legt nahe, dass sich das Material der beiden Twistlock Typen unterscheiden - entgegen der Angaben der Hersteller.

### Simulation der Zugproben

Die Ergebnisse der Zugprobenversuche wurden teilweise in ANSYS Classic nachgerechnet, um die Materialdaten für die späteren Simulationen zu erhalten.

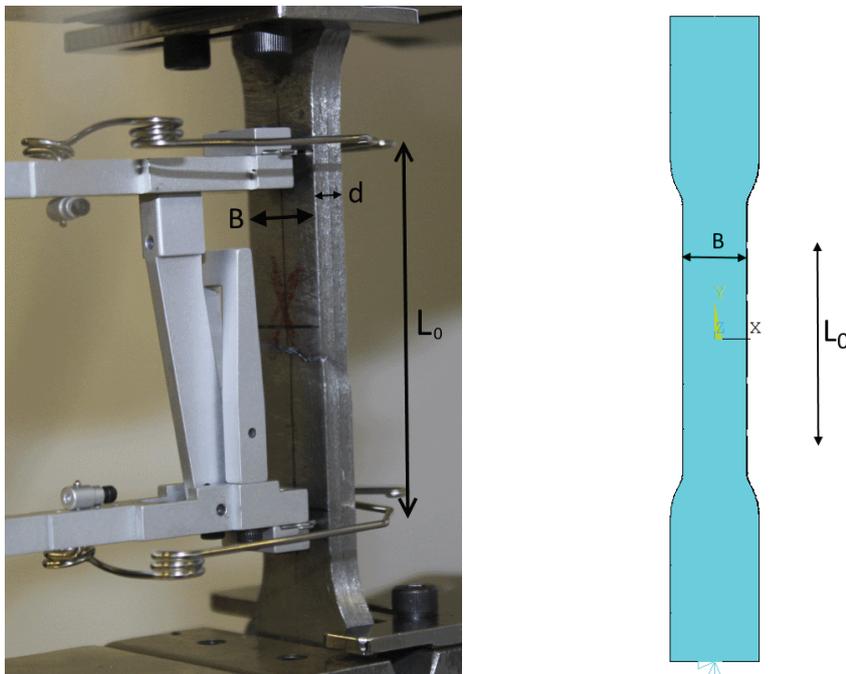


Abbildung 3.11.: Zugprobe eingespannt in die Zugmaschine mit dem Extensometer (links) und Simulationsmodell der Zugprobe (rechts) [Kistner et al., 2018]

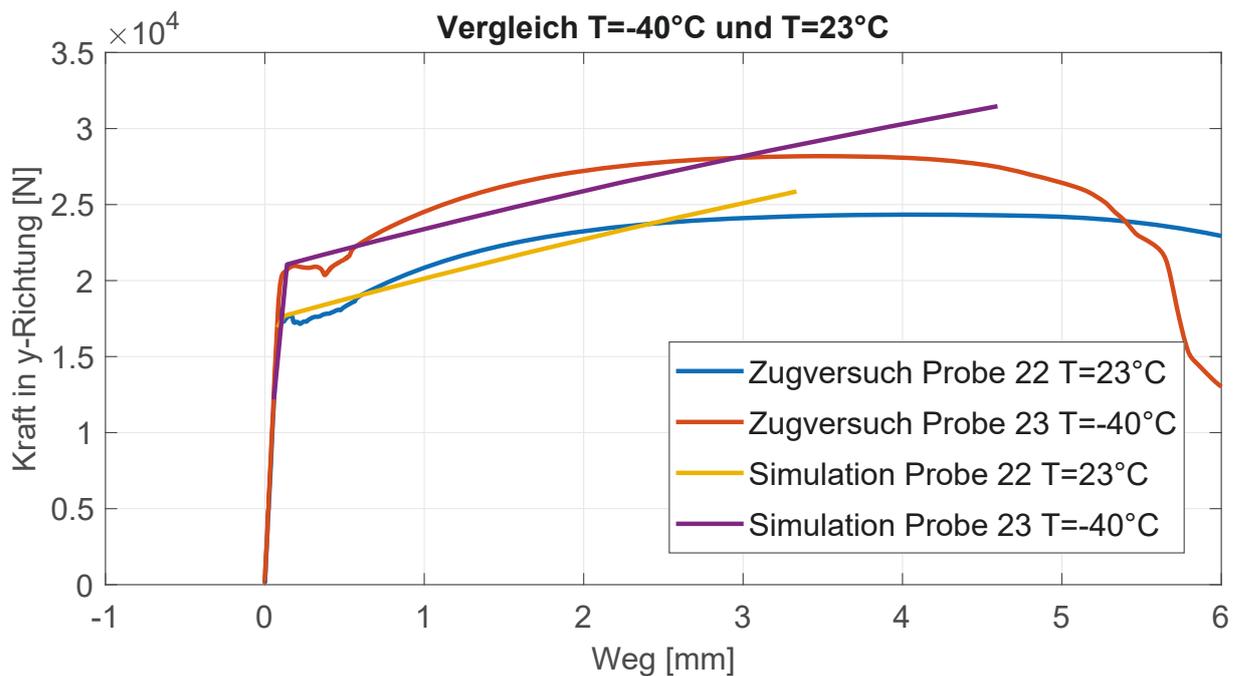


Abbildung 3.12.: Vergleich der Versuchsergebnisse Kraft-Extensometerweg für die Proben 22 und 23 aus dem IGP, sowie den entsprechenden Simulationsergebnissen

In dem ANSYS Modell wird mit einem bilinearen Materialmodell gearbeitet (siehe Kap. 2.4.3) und eine Verschiebung von 20 mm vorgegeben. Das Modell ist mit Tetraedern mit einer Elementkantenlänge von 1.5 mm vernetzt. In den Versuchen wie auch in der Simulation sind vor allem die Streckgrenze, der E-Modul und das Tangentenmodul von Interesse. Hierfür wurden für den Twist 3 die Probe P21 und für die Containerecke CE 2 die Probe P11 nachgerechnet mit den entsprechenden Abmessungen. Für den Kopf werden in späteren Simulationen die Materialdaten des Herstellers verwendet, da eine Zugprobe aufgrund der geringen Größe des Kopfes nicht möglich ist. In Abb. 3.11 ist links die Zugprobe mit Extensometer und rechts das ANSYS Modell dargestellt. Die Maße der Probe sind in den Tab. 3.5 und 3.6 zu finden und sind bei der Zugprobe und der Simulation identisch. An der unteren Fläche wird die Probe fest eingespannt und an der oberen Fläche gezogen, mit einer Verschiebung von 20 mm. Durch das bilineare Materialmodell ist ein Reißen der Probe in der Simulation nicht möglich. Stattdessen steigt sie nach dem Erreichen der Streckgrenze weiter linear an, mit der Steigung vom Tangentenmodul  $E_T$ . Um die Streckgrenze, das Tangentenmodul und das E-Modul zu prüfen, reicht das bilineare Materialmodell in ANSYS aus. Um den Weg des Extensometers in der Simulation zu ermitteln, werden die Knoten bei  $y = 25$  mm und  $y = -25$  mm ausgewählt und deren Verschiebung in y-Richtung ermittelt, an den gleichen Stellen an denen das Extensometer angreift. Anschließend werden die Verschiebungen  $U_Y$  an diesen Knoten voneinander abgezogen um die Verschiebung in Bezug auf die Ausgangslänge  $L_0$  des Extensometers für den Vergleich zu erhalten. Die Ergebnisse sind als Kraft-Weg-Diagramm in den Abb. A.21 und A.24 (siehe Kap. A.6) dargestellt und zeigen am Beispiel der Probe P21 und P3 eine sehr gute Übereinstimmung. Um den Einfluss der Temperatur in den Proben zu berücksichtigen wurden die Proben 22 und 23 ebenfalls mit den entsprechenden Simulationen verglichen (siehe Abb. 3.12). Die Proben wurden dem Twist 3 entnommen und beide im IGP getestet - Probe 22 bei  $T = +23^\circ\text{C}$  und Probe 23 bei  $T = -40^\circ\text{C}$ . Deutlich sichtbar ist die größere Streckgrenze bei den Proben mit  $T = -40^\circ\text{C}$ . Das Tangentenmodul liegt auch hier bei  $E_T = 3000$ .

Zusätzlich zu der  $U_Y$ -Verschiebung des Messbereichs  $L_0 = 50$  wird der Kolbenweg direkt in der Zugmaschine gemessen und in den Diagrammen dargestellt. Der Kolbenweg ist deutlich größer als der Extensometerweg bezogen auf die gleiche gemessene Kraft. Das liegt an der größeren Probenlänge. Da hier leider nicht bekannt ist auf welcher Höhe der Probe die Spannbacken wirken, führt die Auswertung über den Kolbenweg zu einem teils erheblichen Fehler. Da dieser Fehler ebenfalls bei dem Schwerlast-Bauteil-Prüfsystem auftritt, entsteht eine große Ungenauigkeit in den Twistlockversuchen, wenn ausschließlich die Kraft über den Kolbenweg verglichen wird. Deshalb wurden bei vielen der Versuche zusätzlich Wegaufnehmer befestigt, um die Verschiebung zwischen Oberkante Containerecke und Unterkante Twistlock Basis zu messen und mit den Simulationen zu vergleichen.

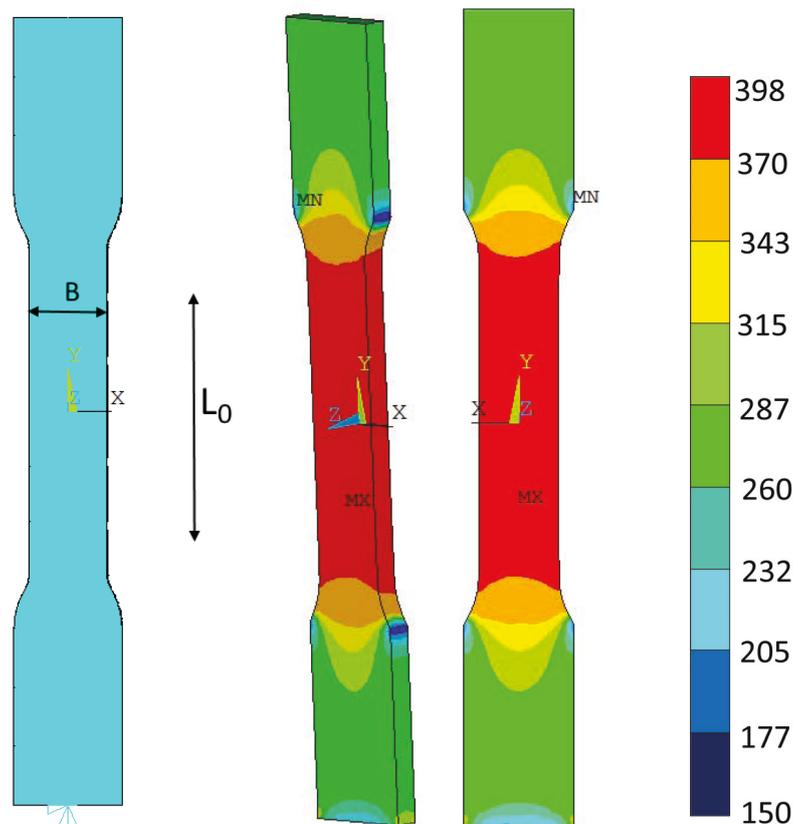


Abbildung 3.13.: Von-Mises Spannungsverteilung der Probe P3 von CE 2

### 3.1.3. Materialmodell für die Simulationen

Zur Ermittlung der genauen Materialkennndaten der einzelnen Twistlock Bauteile wurden Proben entnommen: Twist 1, 2 und 3 - jeweils aus der Basis und aus CE 1 und 2. Dabei wurden Materialfehler in Twist 1 und 2, sowie in CE 1 an belastungsintensiven Bereichen gefunden. Da bei einigen Versuchen diese Bereiche zum Versagen führten, wurden die Bauteile aus den späteren Versuchen ausgeschlossen und werden in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet. Die genauen Materialkennndaten sind für die Validierung des Simulationsmodells in ANSYS mit den folgenden Twistlockversuchen des lokalen Systems notwendig.

Die Zugproben sind nach DIN entnommen und bis zum Bruch gezogen worden, in zwei ver-

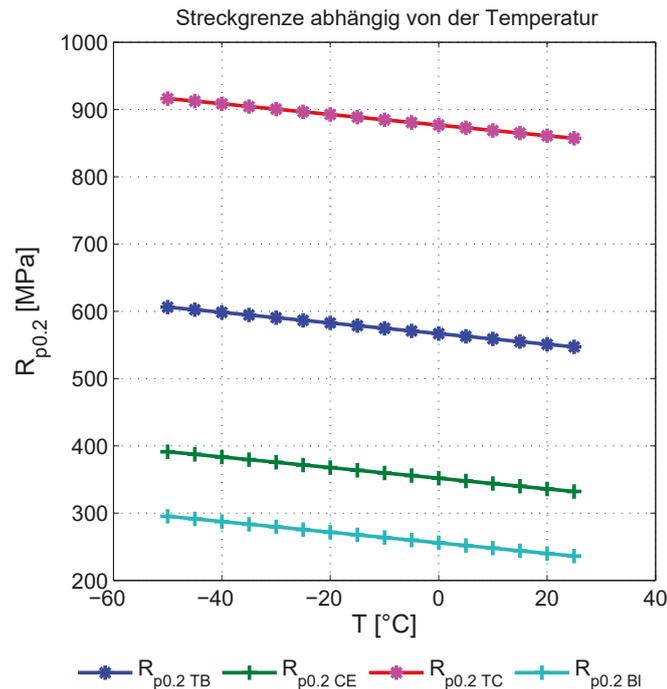


Abbildung 3.14.: Streckgrenze in Abhängigkeit von der Temperatur für den alle relevanten Bauteile für die spätere Simulation [Guo, 2002, S. 29, (Modifizierte Daten)]

schiedenen Einrichtungen - zum einen am Lehrstuhl für Konstruktion und Leichtbau (KTL) und an der Fraunhofer Einrichtung für Großstrukturen in der Produktionstechnik (IGP). Die Proben in den Versuchen im KTL wurden bei Raumtemperatur von 21 °C getestet mit einer Probengröße von E5x16x50. Im IGP sind die Proben mit der Größe E4x10x40 bei Raumtemperatur von 23°C und bei der Tieftemperatur von -40° in der Kältekammer getestet worden. Der Spannungs-Dehnungs-Verlauf, siehe Abb. 3.10 zeigt bei gleicher Temperatur für beide Einrichtungen für das gleiche Bauteil einen sehr ähnlichen Verlauf. Der Vergleich zwischen Raumtemperatur und Kältekammer zeigt einen signifikanten Unterschied bei den Streckgrenzen und Zugfestigkeiten. Die Zugproben hielten bei Minustemperaturen der Belastung deutlich länger stand. Diese Erkenntnis zeigt sich auch für die anderen Bauteile.

Für die folgenden Simulationen in ANSYS mit dem lokalen Modell wird ein bilineares Materialmodell gewählt: der E-Modul wird als konstant über die Temperatur angenommen, da keine Abhängigkeit von der Temperatur in den Zugversuchen zweifelsfrei ermittelt wurde. Die Untersuchungsmethoden bzgl. des E-Moduls unterscheiden sich in den Versuchseinrichtungen voneinander, weshalb diesbezüglich keine genaue Auswertung möglich ist. Auch der Umstand, dass das Material Stahlguss ist und dieser innerhalb eines Bauteils variiert spielt bei der Auswertung eine Rolle und ist eine mögliche Fehlerquelle für die E-Modul Messung. Die Streckgrenze verändert sich linear mit der Temperatur, entsprechend Abb. 3.1; dieses Diagramm konnte mit den entsprechenden Ausgangsdaten der Streckgrenze bei Umgebungstemperatur für alle Bauteile angepasst werden.

$$f(T) = f(R_{p0.2}, \mu) \quad (3.6)$$

$$E = \text{konst.} \quad (3.7)$$

Abb. 3.14 zeigt die korrigierten Streckgrenzen für alle relevanten Bauteile in Abhängigkeit von der Temperatur. Auch der Reibungskoeffizient ist temperaturabhängig - hier wird ein Eis-Stahl-

Kontakt angenommen bei Temperaturen von  $\leq 0^\circ\text{C}$ .

Die Zugfestigkeit, sowie die Dehnung spielen bei dem bilinearen Materialmodell keine Rolle. In Tab. 3.8 sind die Materialeigenschaften für die Bauteile des Twistlock-Systems bei Raumtemperatur dargestellt.

Bauteil	$R_{p0.2}$ [ $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ ]	$E$ [ $\text{GPa}$ ]	$E_T$
TW Bremen Basis P21	551	203	3000
TW Bremen Cone Hersteller	861	210	1400
CE Bowmann	336	200	1400

Tabelle 3.8.: Durchschnittliche Versuchsmaterialkennndaten für lokale Simulation bei Raumtemperatur: Twist 3 und CE 2

## 3.2. Berechnung der Belastungen am Twistlock

In der weiteren Arbeit werden mittels Submodelltechnik die Spannungen und Verschiebungen am globalen wie auch am Submodell ermittelt und analysiert. Da die Submodelltechnik (siehe Kap. 2.4.2) beinhaltet, dass die Verschiebungen vom globalen zum lokalen System übergeben werden, interessiert bei der Berechnung der angreifenden Kräfte nur das globale System. So werden Verfälschungen der Ergebnisse vermieden aufgrund von mechanischen Ersatzmodellen (lokales System). Da Torsion im Containerunterboden vorkommen kann wird dies in dieser Modellerstellung berücksichtigt. Am Ende jeden Lastfalls wird das System als Balken vereinfacht und freigeschnitten mit einer Fest-Los-Lagerung. Dies ist mechanisch nicht korrekt, aber zur groben Ermittlung der Lagerkräfte und zum Vergleich zwischen den Lastfällen anwendbar. In Anhang B wird die Herleitung der Belastungen am Kranmodul auf der Offshore Plattform bei einem positiven Rollwinkel dargestellt.

Die Eckdaten des Containerunterbodens und die Umgebungseigenschaften, wie Wellenhöhe bleiben bei allen Rechnungen gleich und sind der Tab. 3.9 zu entnehmen.

Symbol	Wert	Einheit	Bedeutung
$T$	9	s	Periode des Seegangs
$H_W$	10	m	Maximale Wellenhöhe in der Karasee
$L_{CC}$	6058	mm	Länge des Containers
$B_{CC}$	2438	mm	Breite des Containers

Tabelle 3.9.: Eckdaten zur Berechnung der Kräfte am Standard Container auf einer Plattform

### 3.2.1. Standardcontainer auf Containerschiff

Nach der Japanischen Klassifikationsgesellschaft ClassNK sind folgende Belastungen an einem Standardcontainer an Deck anzusetzen [ClassNK, 2009]:

- Entwurfswindgeschwindigkeit
- Entwurfswindbelastung
- Schiffsbewegungen
- Schiffbeschleunigungen
- Trägheitskräfte am Container

Der Standardfall für die Nutzung ist der Transport einer Ware im Container an Bord eines Containerschiffes. Der Container kann unter Deck oder an Deck stehen. An Deck treten die größeren Kräfte auf, da Windkräfte, Kräfte durch Schiffsbewegungen und Trägheit zusammen auftreten. Unter Deck fehlt die Windkraft. In der weiteren Berechnung wird von einem Container an Deck ausgegangen. Im Schiffsverkehr wird von den Bewegungen der drei Hauptachsen und den Rotationen um diese als Schiffsbewegungen ausgegangen.

Das sind Wogen (x-Achse), Schwoien (y-Achse), Tauchen (z-Achse), Rollen (Rotation um die x-Achse), Stampfen (Rotation um die y-Achse) und Gieren (Rotation um z-Achse). Dabei spielt

bei der Stapelbelastung Gieren keine Rolle. Beim Tauchen entstehen durch sagging und hogging Schwingungen, die einen Einfluss auf die Container und deren Befestigungen haben. Beim Wogen und Schwoien kann es zu hohen Torsionskräften im Schiffskörper kommen.

Design condition i

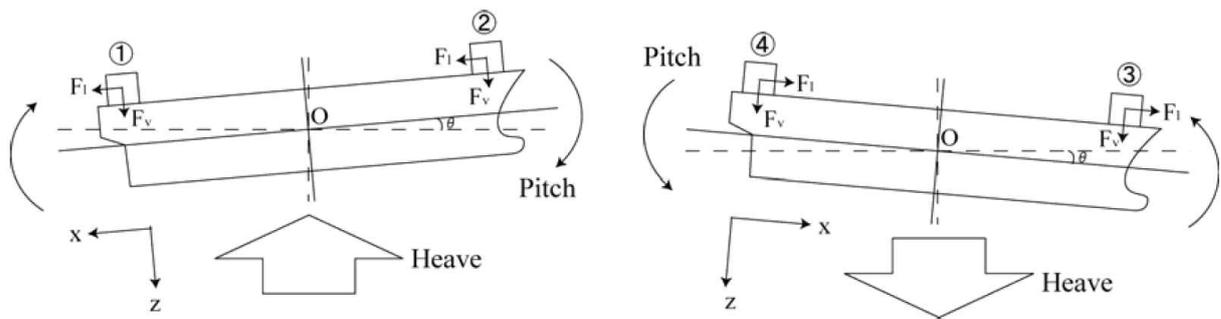


Abbildung 3.15.: Übersicht der Stampfbewegung auf einem Schiff [ClassNK, 2009]

Design condition ii

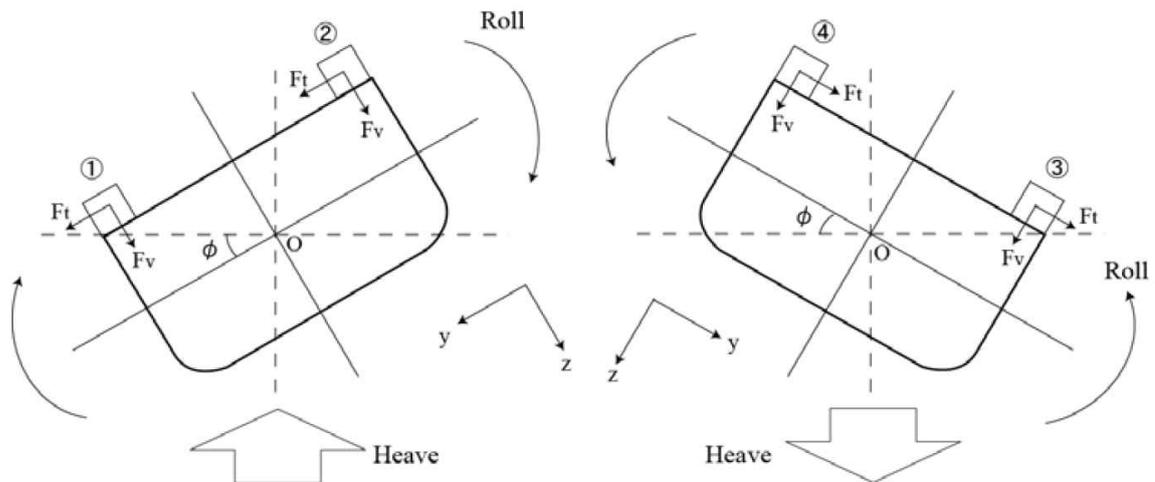


Abbildung 3.16.: Übersicht der Rollbewegung auf einem Schiff [ClassNK, 2009]

Beim Stampfen wird ein Schiff vorne angehoben und hinten abgesenkt, bzw. umgekehrt. Die Stampfwinkel liegen bei langen Schiffen unter  $5^\circ$ . Bei der Aufwärtsbewegung erhöht sich der Stapeldruck und bei der Abwärtsbewegung verringert er sich. Das Rollen stellt eine sehr große Belastung für die Schiffe da. Sie können bei schlechtem Wetter bei  $30^\circ$  liegen und in sehr seltenen Fällen sogar bis  $45^\circ$ . Beim Stampfen und beim Rollen entstehen Beschleunigungen, welche nach oben und unten gerichtet sind. Große Neigungswinkel begünstigen das Verrutschen der Ladungsteile und stellen eine hohe Belastung auf die Containersicherung dar. Zusätzlich zu diesen Belastungen kommen noch die Belastungen durch Slamming und Vibrationen.[BMVI, GDV, 2016]

Für die Berechnung der Kräfte am Container auf einem Beispielschiff (siehe Tab. 3.10) werden die Vorschriften der Japanischen Klassifikationsgesellschaft ClassNK [ClassNK, 2009] mit den hier erstellten Berechnungsgleichungen verglichen. Entsprechend [ClassNK, 2009, S. 31] exi-

Parameter	Erklärung	Wert	Einheit
L	Länge des Schiffes	318	m
B	Breite des Schiffes	46	m
D	Tiefe des Schiffes	24.5	m
$d_f$	Entwurfstiefgang	14	m
$d_i$	Tiefgang mittschiffs für relevante Beladungsfälle	13	m
v	Entwurfsgeschwindigkeit	25	kn
GM	Metazentrische Höhe	0.6	m
U	Windgeschwindigkeit	64	$\frac{m}{s^2}$
$x_{pc}$	Längsabstand von AP zum Zentrum der Stampfbewegung	143.24	m
$z_{rc}$	Vertikaler Abstand vom Boden zum Zentrum der Rollbewegung des Schiffes	12.2	m
$z_{ipc} = z_i - z_{rc}$	Abstand Containerschwerpunkt zum Rollzentrums des Schiffes	26.2	m
$T_{Roll}$	Rollperiode des Schiffes $T_{Roll} = 1.1 \cdot \left(\frac{2 \cdot K_{xx}}{\sqrt{GM}}\right)$ [ClassNK, 2009]	45.727	s
$K_{xx}$	Rollradius der Drehung [ClassNK, 2009] $K_{xx} = 0.35 \cdot B$	16.1	m
m	Maximale Masse des Containers	28230	kg
$H_{CC}$	Höhe des Containers	2591	mm

Tabelle 3.10.: Daten eines Beispielcontainerschiffs

stieren vier Entwurfszustände mit je zwei zu berechnenden Kräften in x-, bzw. y-Richtung und in z-Richtung. Der spätere Vergleich zeigt die Ergebnisse für das Stampfen und Rollen eines Containers in 38.4 m Höhe am äußersten Rand backbord bei 0.9L (in der ClassNK sind das die Entwurfszustände 2 und 3 für die jeweiligen negativen und positiven Winkel).

1. Beschleunigung in vertikale Richtung in aufsteigender Richtung (Tauchen) + Beschleunigung in Rotationsrichtung (Rollen, Stampfen) in positive Drehrichtung
2. Beschleunigung in vertikale Richtung in aufsteigender Richtung (Tauchen) + Beschleunigung in Rotationsrichtung (Rollen, Stampfen) in negativer Drehrichtung
3. Beschleunigung in vertikale Richtung in absteigender Richtung (Tauchen) + Beschleunigung in Rotationsrichtung (Rollen, Stampfen) in positive Drehrichtung
4. Beschleunigung in vertikale Richtung in absteigender Richtung (Tauchen) + Beschleunigung in Rotationsrichtung (Rollen, Stampfen) in negativer Drehrichtung

Im Folgenden werden beispielhaft die Gleichungen für den zweiten Fall für das Stampfen (siehe Abb. 3.15) dargestellt mithilfe der Berechnungen der Schiffsbeschleunigungen (siehe Abb. 3.17). Der zweite Fall liegt bei positiven und der dritte Fall bei negativen Rollwinkeln vor (nach ClassNK [ClassNK, 2009]).

$$F_{v2} = m \cdot [(g - a_{\text{tauchen}}) \cdot \cos(\theta) - |x_i - x_{pc}| \cdot a_{\text{stampfen}}] \quad (3.8)$$

$$F_{l2} = m \cdot [(g - a_{\text{tauchen}}) \cdot \sin(\theta) + |z_i - z_{rc}| \cdot a_{\text{stampfen}}] \quad (3.9)$$

	Natural periods ( <i>sec</i> )	Angle ( <i>rad.</i> )	Ship accelerations
Pitch	$T_{Pitch} = \sqrt{\frac{\pi L}{g} \left(1 + \frac{d_i}{d_f}\right)}$	$\theta = 3.33C \frac{(V+5)^{0.2}}{L^{1.2} \sqrt{C_b}} \sqrt{1.5 + \frac{d_i}{2d_f} - \frac{125}{L}}$	$a_{pitch} = \theta \left(\frac{2\pi}{T_{Pitch}}\right)^2 \quad (rad./s^2)$
Roll	$T_{Roll} = 1.1 \frac{2K_{xx}}{\sqrt{GM}}$	$\phi = \frac{2.55C}{T_E \sqrt{B}} \sqrt{1 + \frac{gT_E^2}{2\pi L} - \frac{125}{L}}$ In this regard, $\phi$ is not to taken as less than 0.349rad (20deg) .	$a_{roll} = \phi \left(\frac{2\pi}{T_{Roll}}\right)^2 \quad (rad./s^2)$
Heave			$a_{heave} = 2.79C \frac{g(V+5)^{0.2}}{(B \cdot L)^{0.6} \sqrt{C_b}} \times \sqrt{1.2 + 0.15 \frac{d_i}{d_f} - \frac{125}{L}}$ ( <i>m/s<sup>2</sup></i> )

Abbildung 3.17.: Schiffsbeschleunigungen und Schiffsbewegungen [ClassNK, 2009, Tab. 5.1]

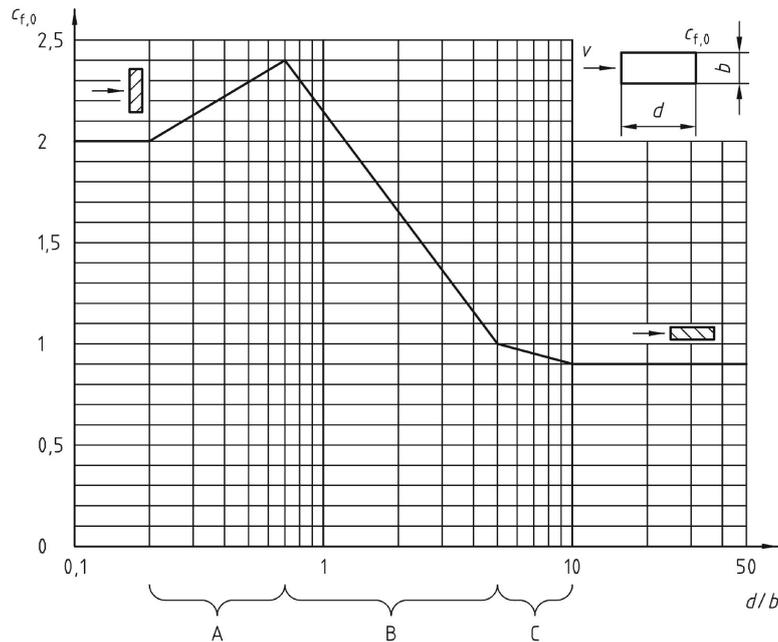
Laut ClassNK sind die berechneten Werte Maximalwerte bei einer Vergleichswellenhöhe von 32.98 m mit einem Verhältniswert von 1.0 im Nordatlantischen Ozean gelten. Damit gilt der Verhältniswert von 0.302 für die Karasee, mit einer Wellenhöhe von 10 m. Der maximale Rollwinkel liegt bei  $\phi = 17^\circ$ , allerdings ist laut den Vorschriften kein Rollwinkel unter  $20^\circ$  zu wählen. Der Stampfwinkel liegt bei  $\theta = 6.3^\circ$ . Die Maximalwerte sind hier für einen Vergleich nicht ausreichend, da von wesentlich höheren Roll- und Stampfwinkeln ausgegangen wird. Daher werden die Formeln aus der Vorschrift entsprechend einem variierenden Roll- und Stampfwinkel angepasst und die Kräfte berechnet. Die Ergebnisse sind in Abb. 3.19 zu sehen.

Die Windkräfte werden zu den Beschleunigungs- und Bewegungskräften dazu gerechnet. Ausgegangen wird von einer Windkraft die von links nach rechts gegen den Container wirkt. Zwei Methoden der Windkraftberechnung werden hier an dem Beispielschiff berechnet und miteinander verglichen:

1. nach den Japanischen Vorschriften
2. nach DIN 1055-4

Die Windkraft wird in [ClassNK, 2009] mittels  $P_{xroll} = p \cdot A \cdot \cos \varphi$ , bzw.  $P_{zroll} = p \cdot A \cdot \sin \varphi$  mit  $p = 0.611 \cdot C_p \cdot V^2 \cdot 10^{-3}$  mit  $C_p = 1.0$  berechnet.

In der DIN 1055-4 [DIN, 2005] wird die Windkraft für einen Standardcontainer in Quer- und Längsrichtung berechnet. Da die Windrichtung abhängig von der Lage des Schiffes ist, wird der Belastungsfall mit der höchsten Beanspruchung berechnet. Dabei steht der Wind senkrecht auf der Front des Containers, entweder in Längs- oder Querrichtung. Böen-erregte Resonanzschwingungen werden aufgrund der Steifigkeit des Containers vernachlässigt. Dementspre-



Kurvendefinitionen in den Abschnitten : A  $c_{f,0} = 0,3193 \cdot \ln(d/b) + 2,5139$   
 B  $c_{f,0} = 0,7121 \cdot \ln(d/b) + 2,1460$   
 C  $c_{f,0} = 0,1443 \cdot \ln(d/b) + 1,2322$

Abbildung 3.18.: Grundkraftbeiwert  $c_{f0}$  von scharfkantiger Rechteckquerschnitten nach DIN1055-4 [DIN, 2005]

chend wird die Gesamtwindkraft nach For. 3.10 berechnet mit dem Kraftbeiwert nach For. 3.11.

$$F_w = c_f \cdot q(z_e) \cdot A_{ref} \quad (3.10)$$

$$c_f = c_{f0} \cdot \Psi_r \cdot \Psi_\lambda \quad (3.11)$$

$$q(z_e) = v^2 \cdot \frac{\rho_{Luft}}{2} \quad (3.12)$$

Der Beiwert  $c_{f0}$  wird nach [DIN, 2005, Bild 15] ausgewählt (siehe Abb. 3.18). Dabei ist  $\frac{d}{b} = \frac{L_{container}}{H_{container}} = 2.3381$  und der Bereich B gilt.  $c_{f0} = 0.7121 \cdot \ln \frac{d}{b} + 2.1460 = 2.7508$  in Längsrichtung und mit  $\frac{d}{b} = \frac{B_{container}}{H_{container}} = 0.9409$  ist  $c_{f0} = 2.1027$  in Querrichtung. Da keine abgerundeten Ecken vorhanden sind, ist  $\Psi_r = 0$ .  $q$  ist abhängig von der Temperatur und liegt hier bei  $\rho_{Luft}(T = -25^\circ C) = 1.4224 \frac{kg}{m^3}$ . Für den Abminderungsfaktor  $\Psi_\lambda$  zur Berücksichtigung der Schlankheit ist die effektive Schlankheit zu betrachten. In Längsrichtung gilt Fall 1 in Tabelle 16 mit  $\lambda = 2.3381$  und in Querrichtung ist keine Schlankheit gegeben, da  $b > l$ . Der Volligkeitsgrad liegt bei  $\varphi = \frac{A}{A_c} = 1$ . Mit  $\Psi_\lambda = 0.64$  [DIN, 2005, Bild 26] resultiert eine Windkraft in Längsrichtung von  $F_W = 32 \text{ kN}$  und  $F_W = 96 \text{ kN}$  in Querrichtung.

Da die Windlasten nach DIN 1055 [DIN, 2005] höher als die Ergebnisse nach classNK [ClassNK, 2009] sind (Vergleich siehe Tab. 3.11), wird in der weiteren Arbeit mit den Windlasten nach DIN 1055 gearbeitet.

$F_w$ [kN] in	ClassNK	Din 1055-4
Längsrichtung	16	32
Querrichtung	39	96

Tabelle 3.11.: Vergleich der resultierenden Windkräfte nach ClassNK und DIN 1055

Mithilfe der Literaturrecherche nach ClassNK wurde in dieser Arbeit eine eigene Bewegungsgleichung entwickelt, die ebenfalls die Gewichtskraft, die Beschleunigungskräfte und die Windkräfte enthält. Bei den Windkräften wird allerdings zwischen den Berechnungen des ClassNK und der DIN 1055-4 gewählt - hier wird die Windberechnung nach DIN genutzt aufgrund der höheren Belastung. Die Herleitung der Kräfte mit Gewichtskraft, Trägheitskraft und Windkraft ist abhängig vom Rollwinkel. Dabei werden für negative und positive Rollwinkel unterschiedliche Gleichungen angewandt. Die Winkel  $\alpha$  und  $\beta$  sind abhängig von der Lage des Containers an Bord. Bei dem Beispielschiff liegt der Container beim Rollen bei  $\alpha = 50^\circ$  (steuerbord) bei  $z_i = 38.4$  m [ClassNK, 2009, S.55] und beim Stampfen bei  $\beta = 10^\circ$  ( $0.9 \cdot L$  vom hinteren Lot).

$$F_y(\varphi < 0) = +m \cdot g \cdot \sin \varphi(t) + m \cdot \ddot{\varphi}(t) \cdot \overbrace{r \cdot \sin \alpha}^{z_i - z_{rc}} + F_w(y) \sin(\varphi) \quad (3.13)$$

$0.5 \cdot B - 0.5 \cdot B_{\text{Container}} = y_{cp}$

$$F_z(\varphi < 0) = +m \cdot g \cdot \cos \varphi(t) + m \cdot \ddot{\varphi}(t) \cdot \overbrace{r \cdot \cos \alpha} - F_w(y) \cdot \cos(\varphi) \quad (3.14)$$

$$F_y(\varphi \geq 0) = +m \cdot g \cdot \sin \varphi(t) + m \cdot \ddot{\varphi}(t) \cdot (z_i - z_{rc}) + F_w(y) \sin(\varphi) \quad (3.15)$$

$$F_z(\varphi \geq 0) = +m \cdot g \cdot \cos \varphi(t) - m \cdot \ddot{\varphi}(t) \cdot y_{cp} - F_w(y) \cdot \cos(\varphi) \quad (3.16)$$

$$\text{mit } \ddot{\varphi}(t) = \omega_R^2 \cdot \varphi(t) \quad (3.17)$$

$$\omega_R = \frac{2 \cdot \pi}{\frac{(2.3 \cdot \pi \cdot K_{xx})}{\sqrt{GM \cdot g}}} = \frac{2\pi}{T_{\text{Roll}}}$$

Entsprechend [ClassNK, 2009] werden auch bei dieser Berechnung lediglich die Schiffsbewegungen, die Schiffsbeschleunigungen und die Windkräfte, welche auf die Container wirken betrachtet. Der Unterschied liegt beim Vernachlässigen der Tauchbewegung. Die Roll- und Stampfgeschwindigkeiten  $\omega_R$  und  $\omega_S$  werden nach den Vorschriften von ClassNK berechnet. [ClassNK, 2009, S. 35] Die Ergebnisse der ClassNK und der eigenen Gleichungen werden mit den CTU Packrichtlinien verglichen, die in Europa gelten. Entsprechend den Packrichtlinien [BMVI, CTU, 2015] werden Grenzwerte inkl. aller Belastungen auf das Schiff angesetzt und mit den hier berechneten Kräften verglichen. Die wirkende Kraft durch die Ladung wird durch  $F = m \cdot a$  berechnet, wobei  $a = c \cdot g$  darstellt.  $c$  ist der spezifische Beschleunigungskoeffizient in Abhängigkeit von der Beförderungsart. [BMVI, CTU, 2015, S.23] Außerdem wird in den Richtlinien angemerkt, dass der Container nicht allein durch die Ladung und einen hohen Reibungskoeffizienten gesichert werden darf, da er sich aufgrund von Vibrationen trotzdem bewegt. Das gilt erst recht, wenn der Reibungskoeffizient durch Eisenwirkung verringert wird. Dadurch ist die Wichtigkeit von Sicherungsmaßnahmen, wie Twistlocks, verschärft. Nach der Tabelle auf S. 23 werden für die hier genutzte Wellenhöhe folgende Beschleunigungskoeffizienten genutzt:  $c_X = 0.3$ ,  $c_Y = 0.7$ ,  $c_Z = 0.3$  in Längsrichtung und  $c_Z = 1$  in Querrichtung ( $c_Z$  wirkt nach unten). Das Schiffsbeispiel (siehe Tab. 3.10) wird den Richtlinien der ClassNK entnommen-siehe Tab. 3.10 [ClassNK, 2009].

Die Abb. 3.19 zeigen die Kräfte, die am Container wirken, nach CTU, den Japanischen Vorschriften und den Herleitungen dieser Arbeit. In Querrichtung liegen die Kräfte in z-Richtung

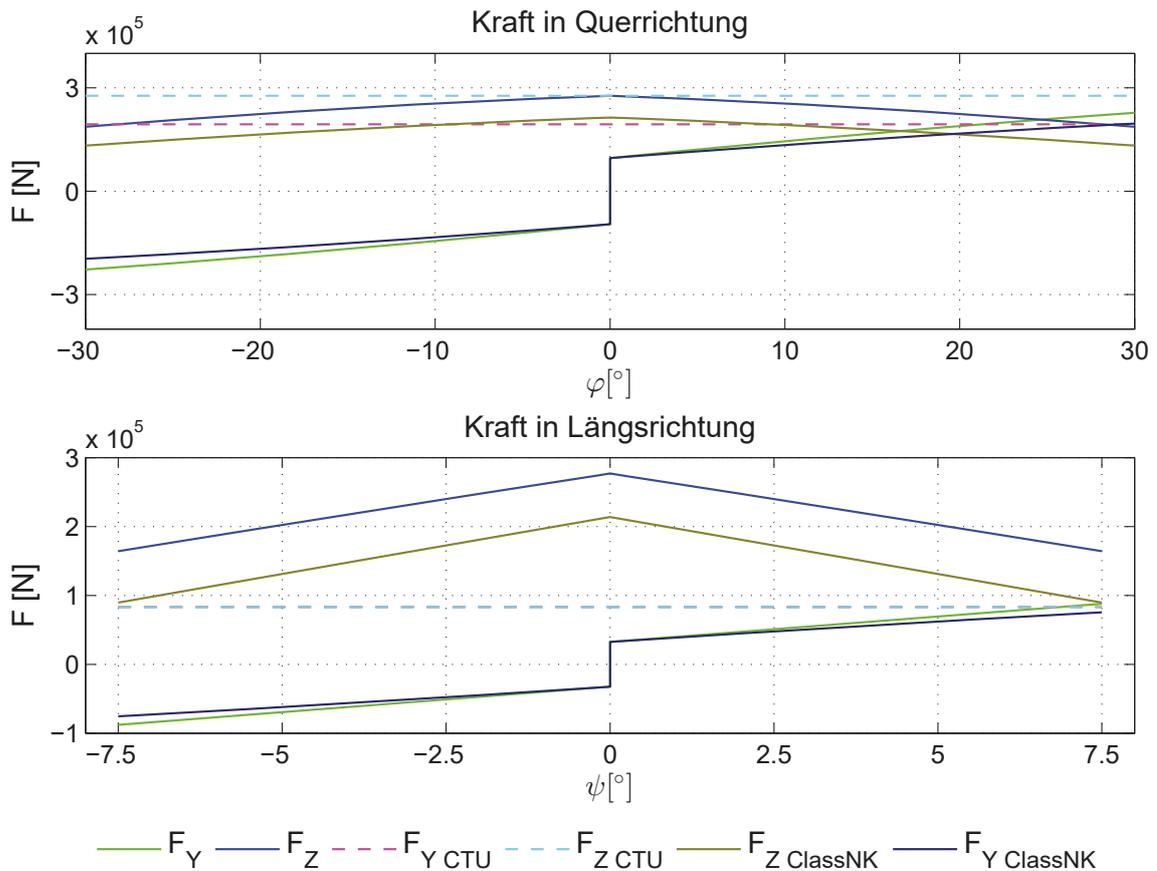


Abbildung 3.19.: Kräfte die in Quer- und Längsrichtung am Container auf einem Schiff wirken nach ClassNK, CTU und den Berechnungen dieser Arbeit

unter den Grenzwerten der CTU (hellblaue Linie), aber die Kräfte in y-Richtung liegen bei Rollwinkeln  $\varphi \leq \pm 15^\circ$  über den Grenzwerten der CTU. Alle Berechnungsergebnisse liegen über den Ergebnissen nach ClassNK.

	$F_X, F_Y$ [kN]	$F_Z$ [kN]
Längsrichtung	$\pm 115$	276.9
Querrichtung	$\pm 410.5$	276.9

Tabelle 3.12.: Vergleich der maximalen Kräfte in Längs- und Querrichtung

In Längsrichtung liegt der CTU Grenzwert deutlich niedriger (in x- und z-Richtung ist der Wert identisch), wodurch die Kräfte in z-Richtung zwischen  $-6^\circ < \varphi < 6^\circ$  immer über den Grenzwerten liegen und in x-Richtung bei  $\varphi \leq \pm 5^\circ$ . Da die Dimensionierungsgleichungen für den Fall des Containers auf einer Offshore Plattform entwickelt werden sollen, wird eine Beispielberechnung mit den Maximalwerten in ANSYS für das Schiff durchgeführt und später mit den Maximalwerten (siehe Tab. 3.12) in ANSYS für die Plattform verglichen. Für den späteren Vergleich der Lagerkräfte wird das System als Balkensystem vereinfacht und freigeschnitten.

Das Balkensystem hat eine Fest-Los-Lagerung. Der Krafteinleitungspunkt liegt bei  $\frac{L_{CC}}{2}$ ,  $\frac{B_{CC}}{2}$  und  $\frac{H_{CC}}{2}$ .

$$\sum F_z = 0 = -A_z - B_z + F_z \tag{3.18}$$

$$\sum M^{(A)} = 0 = F_z \cdot \frac{L_{CC}}{2} + F_x \cdot \frac{H_{CC}}{2} - B_z \cdot L_{CC} \tag{3.19}$$

$$A_z = -B_z + F_z \tag{3.20}$$

$$B_z = F_z \cdot \frac{1}{2} + F_x \cdot \frac{H_{CC}}{2 \cdot L_{CC}} \tag{3.21}$$

Kräfte	Einheit	Wert bei $\varphi = 30^\circ$	Wert bei $\varphi = 0^\circ$
$A_z$	[kN]	31.65	65.77
$A_x$	[kN]	-43.86	-16.2
$B_z$	[kN]	50.41	72.7

Tabelle 3.13.: Maximalkräfte auf das Lager A und B

### 3.2.2. Standardcontainer auf Offshore Plattform

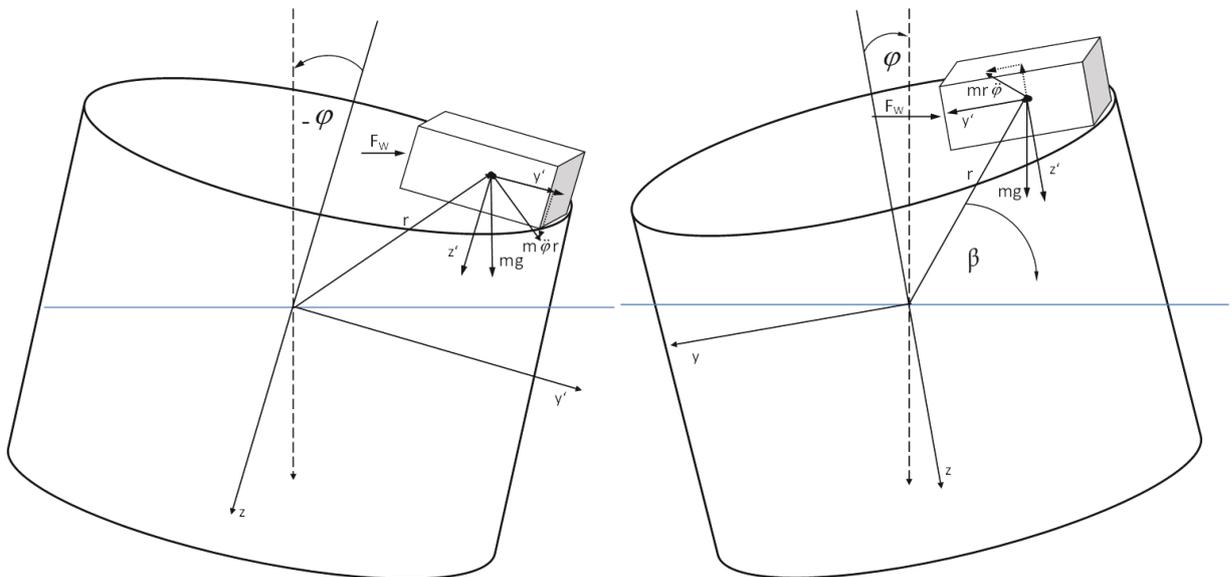


Abbildung 3.20.: Kräfte an einem Container auf einer Offshore Plattform für negative (links) und positive Rollwinkel (rechts)

Der Standardcontainer wird ebenfalls für den mobilen Einsatz als Wohn- und Servicemodule an Bord von Offshore Plattformen verwendet. Die entsprechende Norm ISO 3874 [ISO, 2000] beschäftigt sich mit dem Standardcontainer ohne Eisbelastungen und Belastungen durch einen verringerten Reibungskoeffizient. Um die strukturelle und funktionale Widerstandsfähigkeit zu gewährleisten muss der Nicht-Standard-Fall unter arktischen Bedingungen berechnet, simuliert und analysiert werden. Dabei wird der Fokus auf den E-Modul, den Reibungskoeffizienten und den Rollwinkel der Offshore Plattform gelegt.

Parameter	Erklärung	Wert	Einheit
D	Durchmesser der Plattform	120	m
V	Entwurfsgeschwindigkeit	0	kn
U	Windgeschwindigkeit	64	$\frac{m}{s^2}$
$z_{ipc}$	Abstand des Containerschwerpunkts vom Rollzentrum	40	m
$y_{pc}$	Abstand des Containerschwerpunkts zum Zentrum der Rollbewegung in y-Richtung	55	m
r	Abstand Containerschwerpunkt zum Rollzentrum der Plattform $r = \sqrt{z_{ipc}^2 + y_{pc}^2}$	68	m
$T_{Roll}$	Rollperiode einer Plattform $T_{Roll} = 2.3 \cdot \left( \frac{\pi \cdot K_{xx}}{\sqrt{GM \cdot g}} \right)$ [DNVGL, 2016b, S. 797]	37.25	s
$K_{xx}$	Rollradius der Drehung [DNVGL, 2016b, S. 798] $K_{xx} = 0.39 \cdot B$	46.80	m
$\overline{GM}$	Metazentrische Höhe nach Vorgabe [Warnemünde, 2012, S. 68] oder DNVGL [DNVGL, 2016b, S. 798]	8.65	m

Tabelle 3.14.: Daten der hier verwendeten Beispielplattform

Der Standardcontainer steht in diesem Beispiel auf einer Plattform 40 m in z-Richtung und 55 m in y-Richtung über dem Rollschwerpunkt. Auch in diesem Beispiel werden die Wetterdaten aus Tab. 3.9 übernommen. Die weiteren erforderlichen Daten zur Plattformgeometrie sind in Tab. 3.14 dargestellt. Die Windkräfte werden genauso wie in dem vorherigen Beispiel nach DIN 1055-4 [DIN, 2005] berechnet.

Abb. 3.20 zeigt die Kräfte, die auf einen Container wirken, der auf der rechten Seite einer Plattform steht und positive (links) und negative Rollwinkel (rechts) erfährt. Die Winkel wirken entgegen der ausgelenkten Plattformlage. Hier verändert sich die Richtung des Koordinatensystems in y-Richtung bei positiven und negativen Rollwinkeln.

$$F_y(\varphi < 0) = +m \cdot g \cdot \sin \varphi(t) + m \cdot \ddot{\varphi}(t) \cdot z_{ipc} - F_w(y) \cos(\varphi) \quad (3.22)$$

$$F_z(\varphi < 0) = +m \cdot g \cdot \cos \varphi(t) + m \cdot \ddot{\varphi}(t) \cdot y_{pc} + F_w(y) \cdot \sin(\varphi) \quad (3.23)$$

$$F_y(\varphi \geq 0) = +m \cdot g \cdot \sin \varphi(t) + m \cdot \ddot{\varphi}(t) \cdot z_{ipc} + F_w(y) \cos(\varphi) \quad (3.24)$$

$$F_z(\varphi \geq 0) = +m \cdot g \cdot \cos \varphi(t) - m \cdot \ddot{\varphi}(t) \cdot y_{pc} - F_w(y) \cdot \sin(\varphi) \quad (3.25)$$

Um die Geschwindigkeit  $\dot{\varphi}$  und die Beschleunigung  $\ddot{\varphi}$  zu erhalten wird der Kran als Einzelsystem betrachtet und nach den Variablen aufgelöst. Da der Winkel  $\varphi$  bekannt ist und jeder Winkel einzeln statisch berechnet wird, können auch die Beschleunigungen und Geschwindigkeiten für jeden Winkel ermittelt werden (in Abhängigkeit von der Richtung des Rollwinkels).

$$\ddot{\varphi}(t) = \omega_e^2 \hat{\varphi} \cdot \sin(\omega_e t) = \omega_e^2 \cdot \varphi(t)$$

$$\text{mit: } \omega_e = \frac{2 \cdot \pi}{\frac{(2.3 \pi * K_{xx})}{\sqrt{GM \cdot g}}} = \frac{2\pi}{T_{roll}}$$

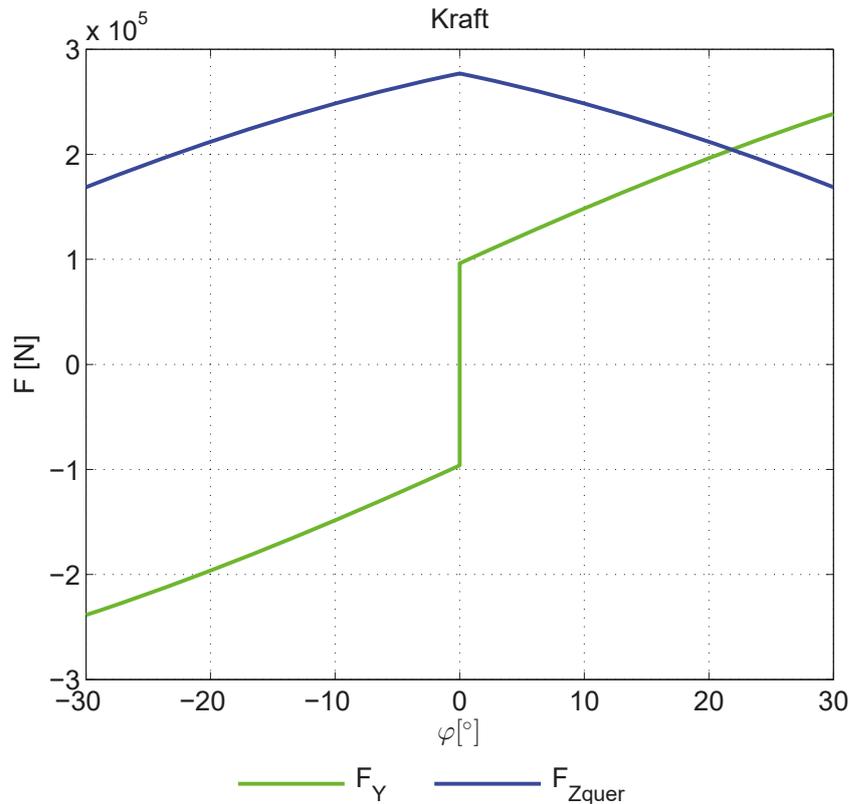


Abbildung 3.21.: Kräfte an Container auf Offshore Plattform für positive und negative Rollwinkel

Die Kräfte nach den Gl. 3.22-3.25 sind in Abb. 3.21 und in Tab. 3.15 dargestellt. Der Kraftverlauf in y-Richtung ist dem Standardcontainer auf dem Schiff sehr ähnlich, die Werte allerdings deutlich höher vor allem bei großen Rollwinkeln. Der Kraftverlauf und die Größenordnung der Kraft in z-Richtung liegen nahe beieinander. Die erhöhte Kraft in y-Richtung liegt an der höheren Lage des Containers und der breiteren Plattform.

	$F_Y$ [kN]	$F_Z$ [kN]
Längsrichtung	$\pm 238$	276.9

Tabelle 3.15.: Maximalkräfte in Längsrichtung eines Containers auf einer Plattform

### 3.2.3. Kranmodul auf Offshore Plattform

In dieser Arbeit wird das Hauptaugenmerk auf die Berechnungen eines Kranmoduls gelegt, dass auf einer Offshore Plattform steht. Dieses Kranmodul besteht aus einem Containerunterboden (siehe Abb. 3.22) und einem darauf geschweißten Kran. Dieses Arbeitsmodul kann jederzeit durch andere Arbeitsmaschinen, die mobil einsetzbar sein sollen, ersetzt werden. Als Vereinfachung wird vorausgesetzt, dass die Schweißverbindung des Krans zum Containerunterboden die Belastungen aushält und diese wird hier als direkte Verbindung simuliert. Die Be-

lastungen durch das Kraneigengewicht und das Ladegewicht welches am Kranarm an einem Seil oszilliert sind komplexer als die Berechnung der Kräfte an einem Standard Container.



Abbildung 3.22.: Containerunterboden - Spezialcontainer [RSGU, 2018]



Abbildung 3.23.: Bild des Krans VR85/6S Sealand von Amco Veba an Bord eines Schiffes [AS Oil Power Hydraulics, 2016]

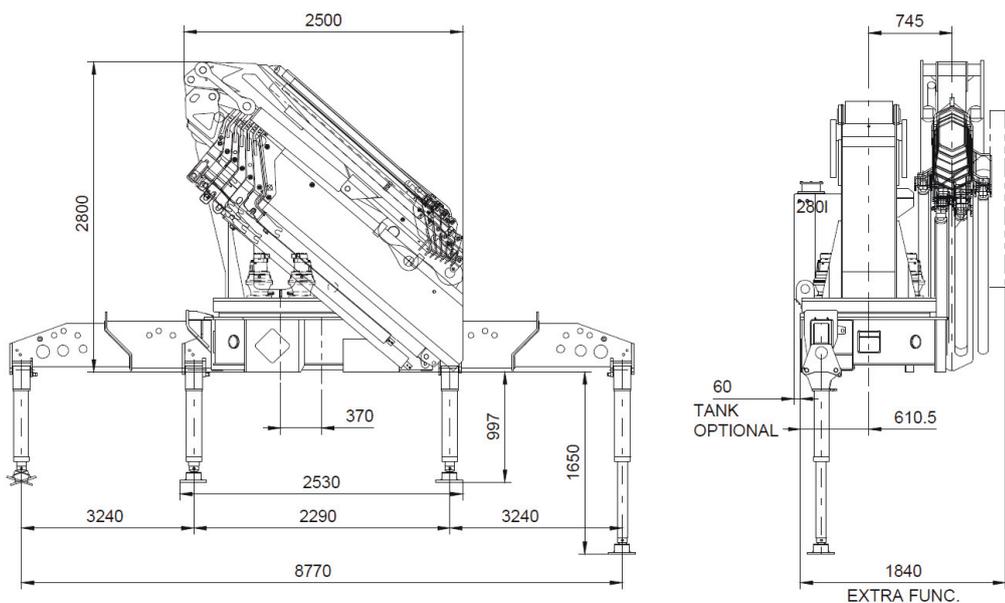


Abbildung 3.24.: Technische Zeichnung eines Krans VR85/6S mit Maßen in mm [Amco Veba Group, 2016, S. D-6]

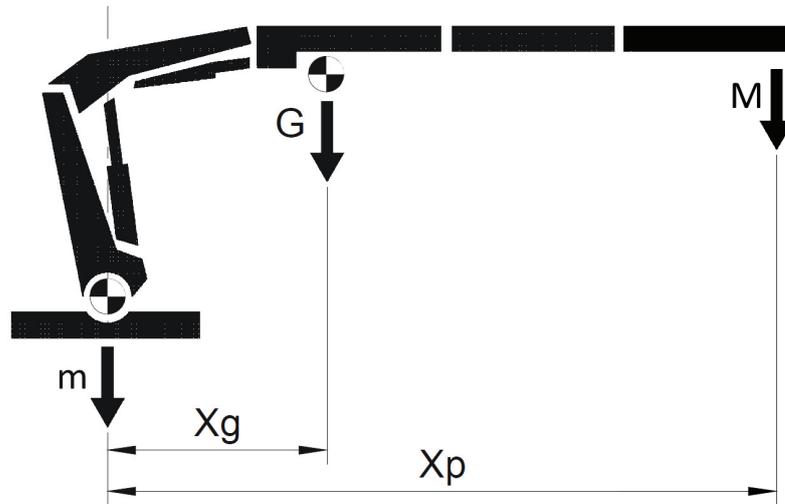


Abbildung 3.25.: Schematische Zeichnung eines Krans der Firma Amco VR85 [Amco Veba Group, 2016, S. 158]

Die Wetterdaten sind die gleichen wie bei dem Standardcontainer und die Plattformdaten sind gleichzusetzen mit denen aus Tab. 3.14. Allerdings sind zusätzlich die Krandaten wichtig um die Kräfte, die in den Simulationen angetragen werden, zu berechnen - siehe Tab. 3.16. Der Beispielkranarm ist von Amco der VR85/6S. Bei einem 10 m langen Lastarm wird eine maximale Last von 6350 kg gehalten bei einem Eigengewicht von 8700 kg [Amco Veba Group, 2010].

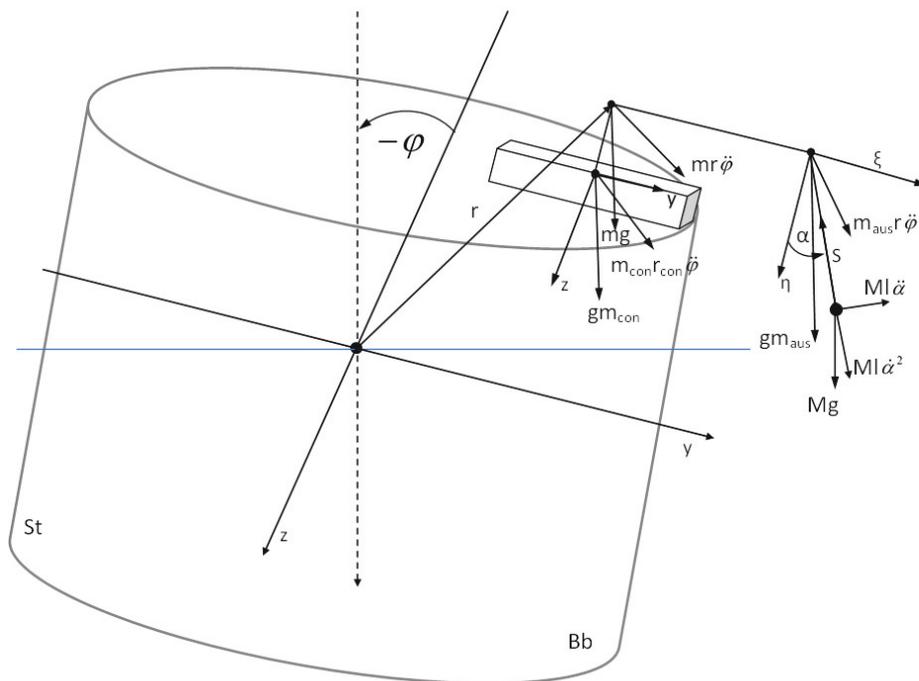


Abbildung 3.26.: Kräfte an einem Kranmodul auf einer Offshore Plattform für negative (links) und positive Rollwinkel (rechts)

Abb. 3.24 zeigt eine technische Zeichnung mit den Maßen des Krans VR85/6S mit Abstützung [Amco Veba Group, 2016, S. 141]. Im Offshore Betrieb fehlt diese Abstützung und ein quadratischen Sockel mit starkem Schwenksystem - speziell für Seebedingungen - ist vorhanden. Im folgenden handelt es sich um die Sealand-Series (siehe Abb. 3.23). [Amco Veba Group, 2010] Da die exakten Daten der Grundplatte nicht vorhanden sind wird eine Größe von 3000x2000 mm - die in der Mitte der Containerbodenfläche liegt - angenommen. Diese Größe wurde entsprechend der Breite und Länge der Abb. 3.24 ohne den Unterbau mit den Stützen gewählt.

Symbole	Werte	Einh.	Definition
c	9.9	m	Länge des Kranarms
a	2.5	m	Höhe des Kranarms über dem Schwerpunkt des Containerbodens
l	10	m	Länge des Seils
h	42.5	m	Abstand in z-Richtung vom Rollzentrum der Plattform zur Aufhängung des Seils: $h = z_i + 2.5$
b	64.9	m	Abstand in x- und y-Richtung vom Rollzentrum der Plattform zur Aufhängung des Seils $b = y_{pc} + c$
M	6350	kg	Masse, welche am Seil hängt [Amco Veba Group, 2016, S. 147]
m	4750	kg	Gewicht der festen Teile [Amco Veba Group, 2016, S. 158]
$m_{\text{aus}}$	2058	kg	Eigengewicht des Krans aufgeteilt auf den Kranausleger $Gb = 2058$ kg [Amco Veba Group, 2016, S. 158]
$m_{\text{con}}$	2250	kg	Gesamtmasse des Containerbodens inkl. Containerecken
G	3950	kg	Gewicht freitragende Ausleger [Amco Veba Group, 2016, S. 158]
$x_G$	5.16	m	Abstand von G von Säulenachse [Amco Veba Group, 2016, S. 158]
$x_P$	9.90	m	Abstand von P von der Säulenachse [Amco Veba Group, 2016, S. 147]

Tabelle 3.16.: Technische Daten eines Beispielkrans, welcher auf Offshore Plattformen verwendet wird

Die Masse G die im Schwerpunkt des Kranarms wirkt, wird mit folgender Formel umgerechnet, damit sie am Ende des Kranausleger als  $Gb$  wirkt. [Amco Veba Group, 2016, S. D-22] Dadurch wird in der Simulation die Kraftantragung vereinfacht - siehe Abb. 3.25.

$$m_{\text{aus}} = G \cdot \frac{x_G}{x_P} = 3950 \text{ kN} \cdot \frac{5.16 \text{ m}}{9.9 \text{ m}} = 2058 \text{ kN}$$

Die Bewegungsgleichungen für das Kranmodul sind entsprechend den vorherigen Rechnungen des Standardcontainers berechnet worden (siehe Gl. 3.26-3.31), mit dem Unterschied, dass keine Windkraft berücksichtigt wird, da der Kran und der Containerunterboden nicht genug Auflagerfläche für die Windkraft bietet und daher vernachlässigt wird. Außerdem wurden die Kräfte die am Kran und Containerunterboden angreifen gesondert berechnet, da die Schwerpunkte unterschiedlich hoch angesetzt sind. Das spielt bei der später durchgeführten Lagerkraftberechnung eine Rolle.

Da die globalen Simulationen in ANSYS mithilfe der Submodelltechnik durchgeführt werden, werden hier wie in den vorherigen Lastfällen nur die globalen Kräfte hergeleitet und erläutert. Wie die Kräfte am Kransystem wirken ist in Abb. 3.26 zu sehen. Der asymmetri-

sche Fall (der Kranarm bleibt auf einer Seite) ist der realistische und wird hier betrachtet. [Michel und Kaeding, 2013]

$$F_{y\text{Kran}} = m \cdot g \cdot \sin(\varphi_0) + m \cdot \ddot{\varphi} \cdot z_i \quad (3.26)$$

$$F_{y\text{Con}} = m_{\text{Con}} \cdot g \cdot \sin(\varphi_0) + m_{\text{Con}} \cdot \ddot{\varphi} \cdot z_i \quad (3.27)$$

$$F_{y\text{Aus}} = m_{\text{Aus}} \cdot g \cdot \sin(\varphi_0) + m_{\text{Aus}} \cdot \ddot{\varphi} \cdot (z_i + a) \quad (3.28)$$

$$F_{z\text{Kran}} = m \cdot g \cdot \cos \varphi_0 + m \cdot \ddot{\varphi}_0 \cdot y_{pc} \quad (3.29)$$

$$F_{z\text{Con}} = m_{\text{Con}} \cdot g \cdot \cos \varphi_0 + m_{\text{Con}} \cdot \ddot{\varphi}_0 \cdot y_{pc} \quad (3.30)$$

$$F_{z\text{Aus}} = m_{\text{Aus}} \cdot g \cdot \cos \varphi_0 + m_{\text{Aus}} \cdot \ddot{\varphi}_0 \cdot y_{pc} \quad (3.31)$$

Die Berechnung der Seilkraft ist abhängig von der Beschleunigung des Kranmoduls um den Offshore-Plattform-Drehpunkt. Das Modul auf der Offshore Plattform ist gleichgestellt mit einem Pendel, welches sich mit einer Beschleunigung  $a_f$  um das mitdrehende Koordinatensystem im Rollzentrum der Offshore Plattform bewegt [Gross et al., 2008, S. 279]. Der Aufhängepunkt 0 eines mathematischen Pendels wird mit einer konstanten Beschleunigung  $a_f$  in vertikale und horizontale Richtung in Beschreibung einer Rotation berechnet. Die Beschleunigung  $a_f$  ist in Kap. 3.2.1 berechnet worden. Eine Randbedingung ist das Weglassen der Tauchbewegung. Die Relativbeschleunigung und die Corioliskraft werden nach Gl. 3.32 und 3.33 berechnet. Die folgenden Gleichungen gelten für negative Rollwinkel  $\varphi$ . Die Berechnungen für positive Rollwinkel sind im Anhang B zu finden.

Für die Berechnung der Bewegungsgleichung wird ein Koordinatensystem  $\zeta, \eta$  eingeführt, das sich rotatorisch mit dem Aufhängepunkt des Pendels bewegt. Die Masse des Pendels besitzt folgende Koordinaten, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen:

$$\zeta = l \sin \alpha$$

$$\eta = l \cos \alpha$$

$$\dot{\zeta} = l \dot{\alpha} \cos \alpha$$

$$\dot{\eta} = -l \dot{\alpha} \sin \alpha$$

$$\ddot{\zeta} = -l \dot{\alpha}^2 \sin \alpha + l \ddot{\alpha} \cos \alpha$$

$$\ddot{\eta} = -l \dot{\alpha}^2 \cos \alpha - l \ddot{\alpha} \sin \alpha$$

Die Bewegungsgleichung sieht wie folgt aus:

$$M \cdot a_r = \sum F = M \cdot a_f + M \cdot a_C + \sum F_a$$

$$a_f = \ddot{\varphi} \cdot h \cdot \vec{e}_\zeta + \ddot{\varphi} \cdot b \cdot \vec{e}_\eta$$

$$a_r = \frac{d^* v_r}{dt} = (-l \dot{\alpha}^2 \sin \alpha + l \ddot{\alpha} \cos \alpha) \vec{e}_\zeta + (-l \dot{\alpha}^2 \cos \alpha - l \ddot{\alpha} \sin \alpha) \vec{e}_\eta \quad (3.32)$$

$$a_C = 2\omega_e \cdot v_r = 2 \cdot \omega_e \times v_r = 2 \cdot \omega_e \times (l \dot{\alpha} \cos \alpha \cdot \vec{e}_\zeta - l \dot{\alpha} \sin \alpha \cdot \vec{e}_\eta) \quad (3.33)$$

Die Herleitungen für  $a_r$  und  $a_C$  können dem Buch der Technischen Mechanik [Gross et al., 2008, S. 280] entnommen werden. Die Bewegungsgleichung wird umgestellt, damit  $\sum F = 0$  gilt.

$$M \cdot a_r = \sum F = M \cdot a_f + M \cdot a_C + F \quad (3.34)$$

$$\sum F = 0 = M \cdot a_f + M \cdot a_C + F - M \cdot a_r$$

Die entsprechenden Kräfte werden eingesetzt und daraus resultieren die Bewegungsgleichungen in  $\zeta$  und  $\eta$  Richtung.

$$M(\ddot{\varphi} \cdot h) + l \ddot{\alpha} \cos \alpha - l \dot{\alpha}^2 \sin \alpha + 2\omega_e \cdot l \dot{\alpha} \cos \alpha - S \cdot \sin \alpha + M \cdot g \sin \varphi = 0 \quad (3.35)$$

$$M(\ddot{\varphi} \cdot b) + l \ddot{\alpha} \sin \alpha + l \dot{\alpha}^2 \cos \alpha - 2\omega_e \cdot l \dot{\alpha} \sin \alpha - S \cdot \cos \alpha + M \cdot g \cos \varphi = 0 \quad (3.36)$$

Für alle weiteren Berechnungen wird die Annahme getroffen, dass  $\alpha = 0^\circ$  beträgt, da dann der Einfluss von  $M \cdot g$  am größten auf die Lager ist und der Winkeleinfluss ( $\cos \alpha$  und  $\sin \alpha$ ) immer Werte von  $\leq 1$  ergeben. Somit ist die Seilkraft bei  $\alpha = 0^\circ$  am Größten. Damit verändern sich die Bewegungsgleichungen  $\cos \alpha = 1$  und  $\sin \alpha = 0$  und daraus ergeben sich die vereinfachten Bewegungsgleichungen:

$$M (\ddot{\varphi} \cdot h + l \cdot \ddot{\alpha} + 2\omega_e l \dot{\alpha} + g \sin \varphi) = 0 \tag{3.37}$$

$$M (\ddot{\varphi} \cdot b + l \cdot \dot{\alpha}^2) - S + M \cdot g \cos \varphi = 0 \tag{3.38}$$

Die erste Bewegungsgleichung wird umgestellt nach  $\dot{\alpha}$  und die zweite nach  $S$  als  $f(\dot{\alpha})$ . Da die Pendelbewegung abhängig von der Bewegung des Krans ist, wird  $\alpha$  in Abhängigkeit von  $\varphi$  berechnet. Nach dem Ansatz zur Lösung der Bewegungsgleichung der gedämpften Schwingung (inhomogene DGL 2. Ordnung) - siehe unten - wird  $\omega_e^2 \cdot \alpha(t)$  mit  $\alpha = 0^\circ$  anschließend in die Formel B.4 eingesetzt.

$$\ddot{\alpha}(t) = \omega_e^2 \hat{\alpha} \cdot \sin(\omega_e t) = \omega_e^2 \cdot \alpha(t) = 0$$

mit:  $\omega_e = \frac{2 \cdot \pi}{\frac{(2.3\pi \cdot K_{xx})}{\sqrt{GM \cdot g}}} = \frac{2\pi}{T_{\text{Roll}}}$

$T_{\text{Roll}}$  ergibt sich aus [DNVGL, 2016b, S. 797] - siehe Tabelle 3.14. Nach dem Einsetzen und Umstellen der Gleichung ergibt sich die Seilkraft in z-Richtung in Abhängigkeit von  $\dot{\alpha}$ :

$$\dot{\alpha} = \frac{-(h\ddot{\varphi} + g \sin \varphi)}{2\omega l}$$

$$S = M (\ddot{\varphi} \cdot b + l \cdot \dot{\alpha}^2 + g \cos \varphi)$$

Abb. 3.27 zeigt den Kraftverlauf für alle berechneten Rollwinkel.

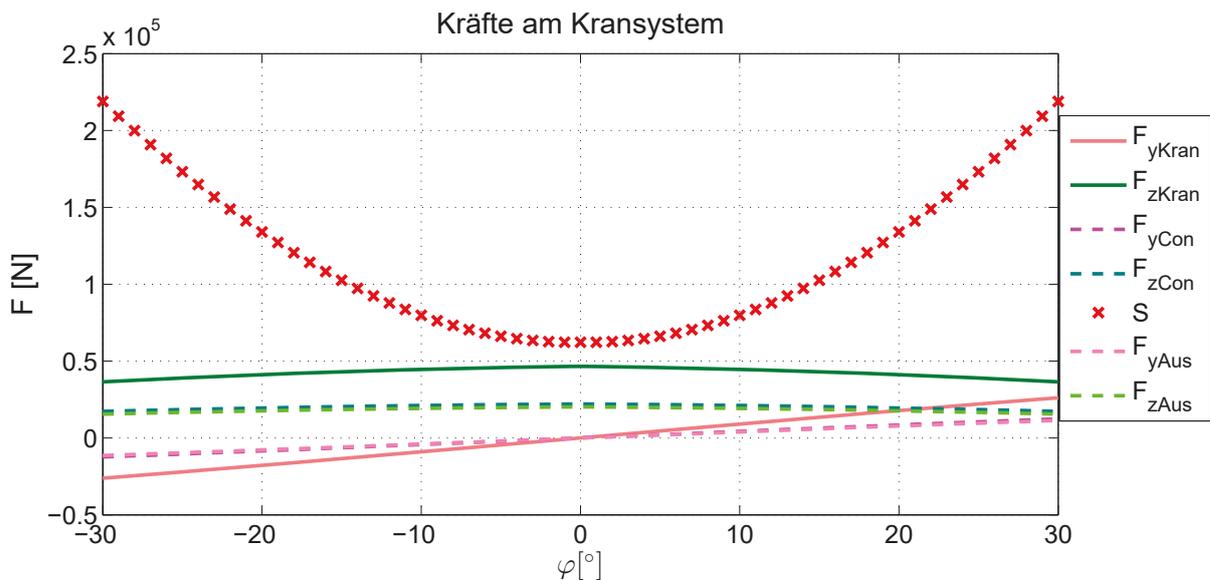


Abbildung 3.27.: Kraftverlauf des Krans auf einer Offshore Plattform am Kranswerpunkt ( $F_{xKran}, F_{zKran}$ ), am Containerunterbodenschwerpunkt ( $F_{xCon}, F_{zCon}$ ) und am Kranausleger ( $S, F_{xAus}, F_{zAus}$ )

	$F_y$ [kN]	$F_z$ [kN]	$F_{yCon}$ [kN]	$F_{zCon}$	$F_{yAus}$ [kN]	$F_{zAus}$ [kN]	$S$ [kN]
Längsrichtung	$\pm 26$	46.59	$\pm 12.4$	22	$\pm 11.4$	20.2	218.96

Tabelle 3.17.: Maximalkräfte eines Kranmoduls auf einer Plattform, wobei die x-Kräfte ihr Maximum bei  $\pm 30^\circ$  haben und die z-Kräfte bei  $0^\circ$ .

Die Maximalkräfte die auf das System wirken sind in Tab. 3.17 dargestellt, wobei die y-Kräfte ihr Maximum bei  $\pm 30^\circ$  haben und die z-Kräfte bei  $0^\circ$ . Deutlich wird der Verlauf der wirkenden Kräfte in Abb. 3.27 in Abhängigkeit des Rollwinkels  $\varphi$ . Die maximalen Kräfte treten bei einem Winkel von  $0^\circ$  (Gewichtskräfte) und bei  $30^\circ$  (Scherkräfte) auf.

Für die Betriebsfestigkeitsversuche werden die maximal wirkenden Kräfte am System bezogen auf eine Containerecke benötigt. Abb. 3.28 zeigt eine Vereinfachung des Kranmoduls als gelagerten Balken. Mithilfe des Kräfte- und Momentengleichgewichts ist eine überschlägige Berechnung der Lagerkräfte möglich. Diese werden in dem späteren Betriebsfestigkeitsversuch als Belastungen auf das System angebracht.

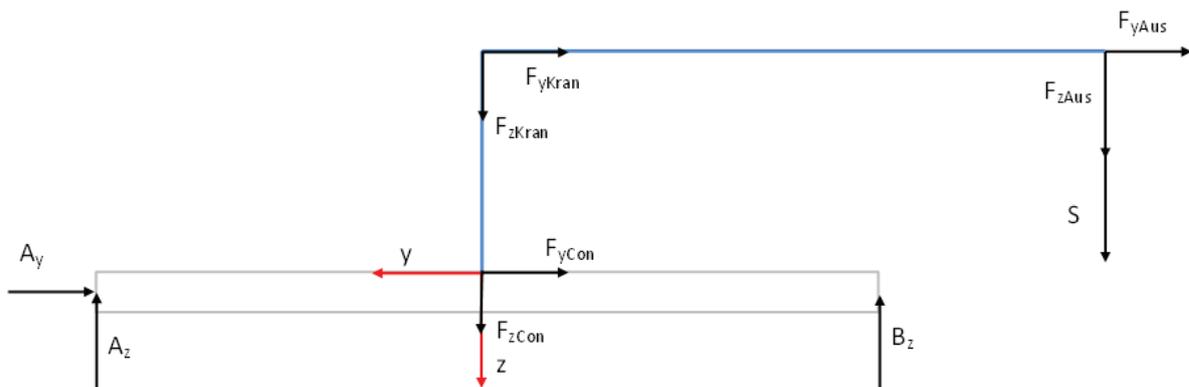


Abbildung 3.28.: Vereinfachtes Kranmodul als Balken für die ungefähren Belastungen an den Lagern/Twistlocks

Tab. 3.18 zeigt die Ergebnisse für die Fest-Los-Lagerung - die maximale Kraft liegt bei 256 kN bei einem Rollwinkel von  $30^\circ$  für die Druckrichtung in Lager B und bei -112 kN für die Zugrichtung in Lager A.

Wie in Kap. 2.2.1 beschrieben liegt die maximale Belastung nach ISO Norm bei 150 kN für die Zugkraft. Der hier errechnete Wert liegt nahe an der Norm. Wenn nun ein Sicherheitsfaktor berücksichtigt wird von üblicherweise 20%, liegt der Wert mit 140 kN sehr nahe der Normgrenze und übersteigt ihn bei einer Wechsellast von  $140 \text{ kN} \pm 30\%$  (Wechsellastbereich mit  $\pm 42\%$  von 98 bis 182 kN).

$$\sum F_z = 0 = F_{zKran} + F_{zCon} + F_{zAus} + S - A_z - B_z \quad (3.39)$$

$$\sum M^{(A)} = 0 = (F_{zKran} + F_{zCon}) \cdot \frac{L_{CC}}{2} - B_z \cdot L_{CC} + (S + F_{zAus}) \cdot \left( \frac{L_{CC}}{2} + c \right) + F_{yAus} \cdot b$$

$$B_z = 0.5 \cdot (F_{zKran} + F_{zCon}) + (S + F_{zAus}) \cdot \left( 0.5 + \frac{c}{L_{CC}} \right) + F_{yAus} \cdot \frac{a}{L_{CC}} \quad (3.40)$$

$$A_z = F_z + F_{zCon} + F_{zAus} + S - B_z \quad (3.41)$$

Kräfte	Einheit	Wert bei 30°	Wert bei 0°
$A_z$	[kN]	-112	-29.6
$A_x$	[kN]	24.9	0
$B_z$	[kN]	256	105

Tabelle 3.18.: Maximalkräfte auf das Lager A und B bei den Rollwinkeln 0° und 30°



## 4. Lokales Berechnungssystem

Das lokale Twistlock-System ist als eine Baugruppe definiert, die die Containerecke CE 2 und das Twistlock-System Twist 3 beinhaltet. Das Twistlock-System besteht aus Twistlock Kopf, Bolzen, Verriegelung und Basis. In diesem Kapitel werden die Versuche am lokalen Twistlock-System mit Hilfe des Schwerlast-Bauteil-Prüfsystems sowie die dazugehörigen Simulationen dargestellt, analysiert und verglichen. Die lokalen Simulationen mit ANSYS werden in diesem Kapitel verifiziert durch die Vergleiche mit den Versuchsergebnissen. Im nächsten Kapitel (siehe Kap. 5) wird das globale Modell, bestehend aus den Twistlock-Systemen, Containerecken und dem Containerunterboden, betrachtet, welches mittels Submodelltechnik simuliert wird. Die hier verwendeten Materialdaten wurden in Kap. 3.1 mittels DIN Zugproben validiert und in den Simulationen des Zugprobenmodells in ANSYS implementiert mittels eines bilinearen Materialmodells (siehe Tab. 3.8).

Im Anh. C sind die Ergebnisse der Netzkonvergenzstudie dargestellt. Anh. D zeigt die Ergebnisse für die Kombination aus Containerecke CE 1 und Twist 1 im Zugversuch und Anh. E zeigt eine Übersicht der durchgeführten Versuche.

### 4.1. Versuche

Die Versuche mit dem Schwerlast-Bauteil-Prüfsystem werden an der oben beschriebenen Baugruppe durchgeführt. In diesem Kapitel wird der Versuchsaufbau, das Schwerlast-Bauteil-Prüfsystem und die Ergebnisse beschrieben und ausgewertet. Drei verschiedene Versuche werden durchgeführt - der Zug-, der Druckversuch und der Betriebsfestigkeitsversuch. Die ersten zwei Versuche werden durchgeführt, um das Modell für die Simulationen zu validieren und anzupassen. Der Betriebsfestigkeitsversuch dient lediglich der Überprüfung der Funktionalität des Twistlock-Systems, siehe [Kistner et al., 2018] und wird nicht mit einem entsprechenden FE Modell verglichen.

#### 4.1.1. Schwerlast-Bauteil-Prüfsystem und Messtechnik

Für die Twistlockversuche - belastet auf Druck, Zug und Betriebsfestigkeit - wird ein Schwerlast-Bauteil-Prüfsystem verwendet. Die Spezifikationen und die Hauptdimensionen des Schwerlast-Bauteil-Prüfsystems werden in den Tab. 4.1 und 4.2 dargestellt. Die Maschine ist als geschlossene 4-Säulen-Rahmenkonstruktion aufgebaut, welche positive und negative statische und dynamische Belastungen erlaubt. Die Grundplatte ist durch 8 pneumatische Dämpfungselemente gestützt. Die erforderlichen Belastungen werden durch ein oder zwei separate Arbeitshydraulikeinheiten mit einem maximalen Druck von 210 bar erzeugt. Auf der Grundplatte sind vier Stahlsäulen befestigt an der die Traverse hydraulisch lateral bewegt wird. Eine

mechanische Passivklemmung der Traverse wird durchgeführt, wenn die endgültige Position für die Versuchsdurchführung erreicht ist. Die Lasteinleitung in den Prüfkörper übernimmt der Hydraulikzylinder, der sich auf der Traverse befindet. Die benötigten Drücke bzw. Zugkräfte werden durch bis zu zwei Hydraulikeinheiten erzeugt. Dabei wird entweder die Kolbengeschwindigkeit oder Kolbenkraft vorgegeben. In diesem Fall wird die Belastung über die Kraftkontrolle sowie durch eine Verschiebungssteuerung eingestellt. [Form+Test, 2013]

Abb. 4.1 (links) zeigt das Schwerlast-Bauteilprüfsystem mit Spannbacken und rechts den experimentellen Aufbau des Twistlock Zugversuchs mit Spannbacken. [Michel und Kaeding, 2015] Nach dem Vorspannen der Probe wird die Kraft genullt, aber trotzdem kommt es im Kraft-Weg-Diagramm zu einer Anfahrproblematik, d.h. die Kraft wird linear aufgebracht, aber die Verschiebung reagiert nicht linear in den ersten 0.5 mm - siehe Abb. 4.2 links. Dadurch entsteht ein Fehler der bei allen folgenden Diagrammen, die mit den Simulationen verglichen werden, heraus gerechnet, bzw. linearisiert wird - siehe Abb. 4.2 rechts. Zusätzlich zu dem gemessenen Kolbenweg wurden bei den späteren Versuchen Wegaufnehmer angebracht zur Messung der Verschiebung ausschließlich zwischen den Flanschen, d.h. nur die Verschiebung in der Baugruppe wird gemessen. In Abb. 4.2 sind die Ergebnisse der vier Wegaufnehmer und dem Kolbenweg zu sehen. Links ist der nicht korrigierte Graph dargestellt und rechts wurde dieser Graph linearisiert und die Schnittstelle mit der x-Achse in den Ursprung gelegt (von allen Punkten wurde der Betrag  $\Delta x$  abgezogen um die Kurve zu korrigieren).

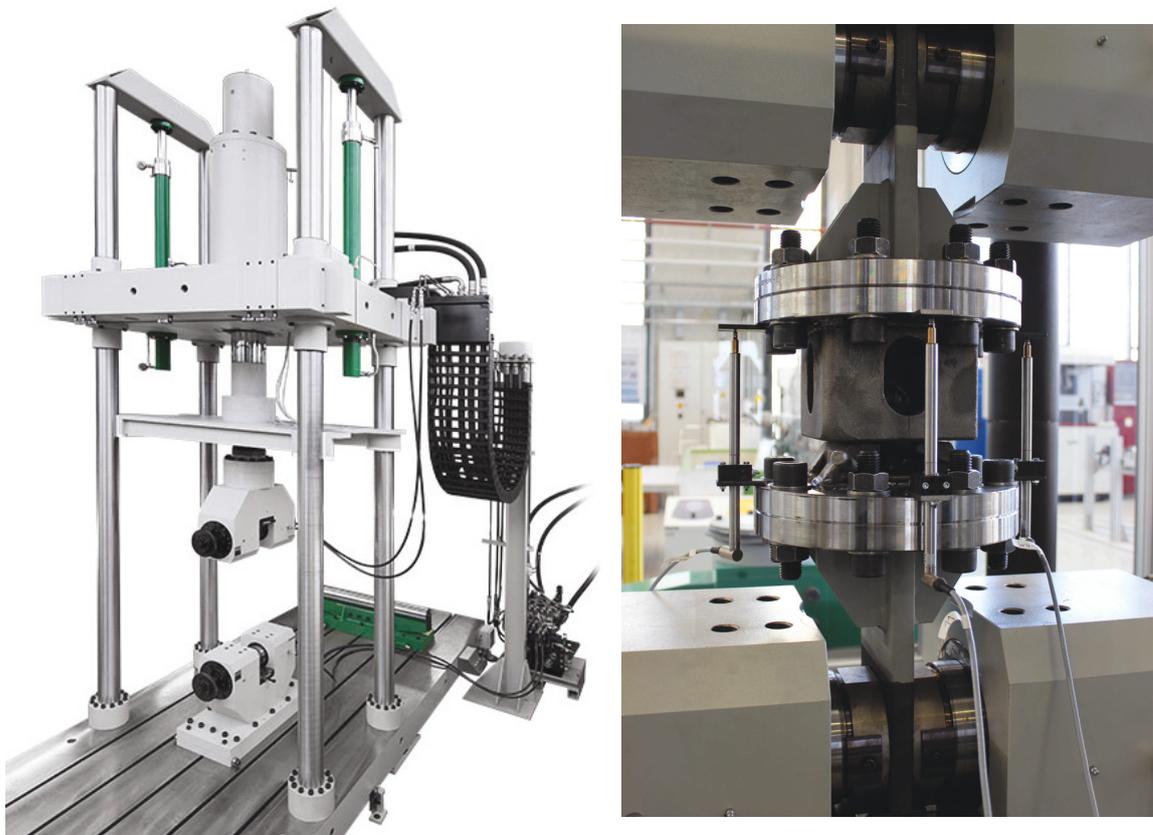


Abbildung 4.1.: Schwerlast-Bauteilprüfsystem mit Spannbacken [Form+Test, 2018] und Versuchsaufbau für die Zugversuche [Michel und Kaeding, 2015]

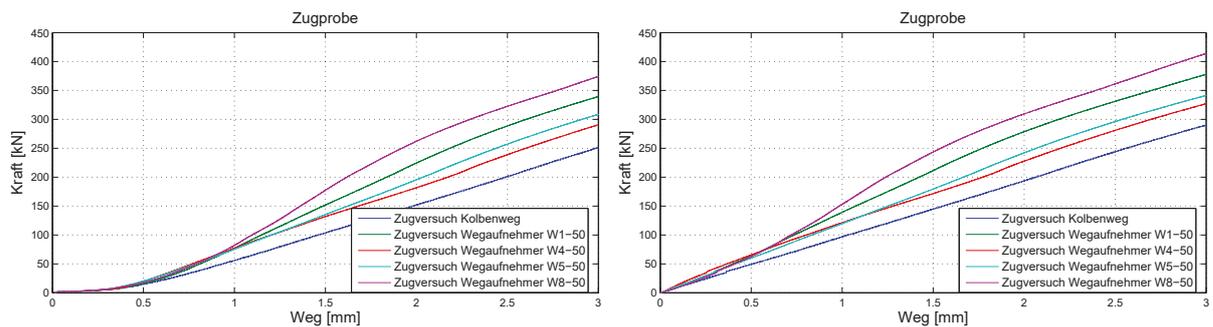


Abbildung 4.2.: Kraft-Weg-Diagramm: Originaldaten links und linearisierte Daten rechts

Position	Wert	Einheit
statische Kraft	1300	kN
dynamische Kraft	1000	kN
Frequenz	10	Hz
Zylinderhub	450	mm
Verfahrweg	1600	mm
Prüfstandshöhe	1500	mm
Prüfstandsbreite	1300	mm

Tabelle 4.1.: Spezifikationen des Schwerlast-Bauteilprüfsystem [Form+Test, 2013]

Position	Wert	Einheit
Länge	6000	mm
Width	2500	mm
Height	5850	mm

Tabelle 4.2.: Hauptdimensionen des Schwerlast-Bauteilprüfsystems [Form+Test, 2013]

Bei den Betriebsfestigkeitsversuchen und dem Druckversuch bei einem Rollwinkel von  $\varphi = 20^\circ$  wurden ergänzend Dehn-Mess-Streifen (DMS) verwendet. Beim Betriebsfestigkeitsversuch wurden Rosetten und beim Druckversuch sowohl Rosetten als auch 2-dimensionale DMS verwendet. Bei dem Druckversuch sind auf der horizontalen Fläche der Basis DMS Rosetten in einer Vertiefung befestigt (Nr. 1 & 2). Zusätzlich sind an der vertikalen Fläche in Richtung Twistlock Kopf zwei DMS in x-y-Richtung angebracht.

#### 4.1.2. Aufbau und Ablauf der Versuche

Der Zugversuch findet in einer Baugruppe statt - diese besteht immer aus einem Twistlock (Twist) und einer Containerecke (CE). Ein wesentlicher Unterschied zwischen den Versuchen mit dem Twist 1 und den Versuchen mit Twist 2 und 3 liegt in der Wahl der Containerecke in Bezug auf die Lage am Container. Bei den Versuchen mit Twist 1 wird die linke untere Containerecke an der Längsseite verwendet (siehe Abb 4.3, rot markiert). Dabei wird die CE 1 verwendet. Bei den Versuchen mit Twist 2 und 3 wurde die untere rechte Containerecke CE 2 verwendet (siehe Abb. 4.3, blau markiert).

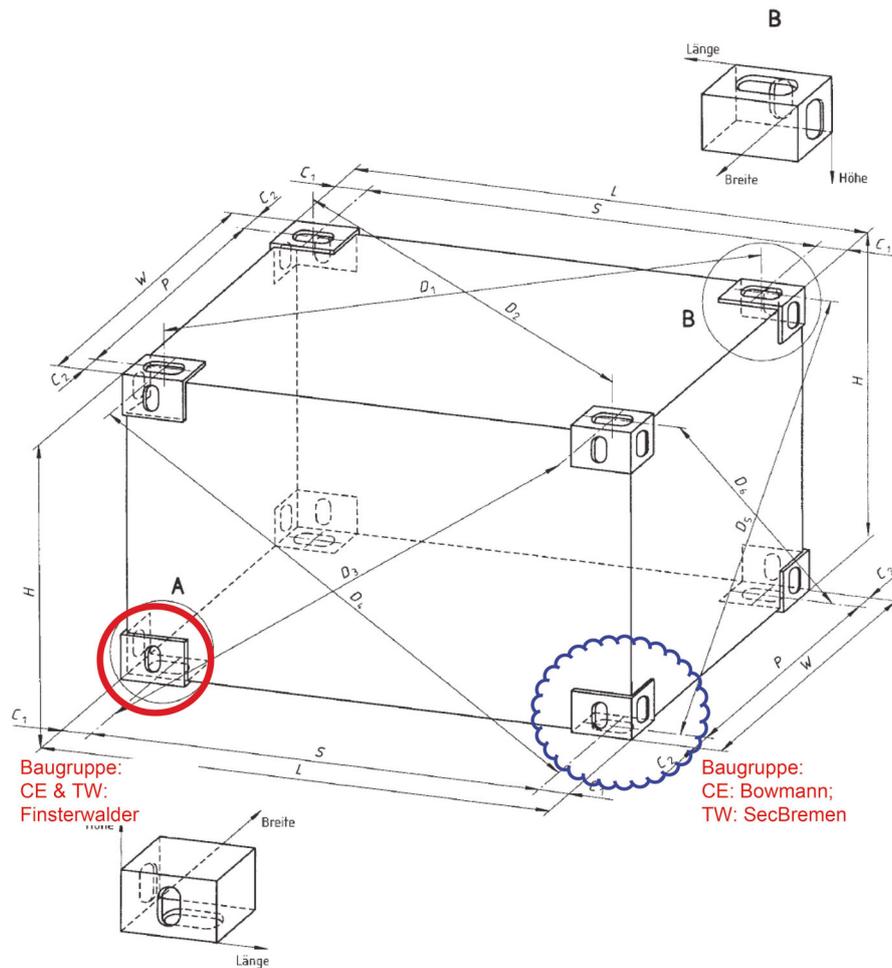


Abbildung 4.3.: Bei den Versuchen wurden unterschiedliche Containerecken genutzt [DIN, 1981]



Abbildung 4.4.: Vergleich der verschiedenen Containerecken: Twist 1 (links) und 3 (rechts)

Abb 4.4 zeigt beide Containerecken von vorn (kürzere Containerseite: Hebelseite Twistlock), bei dem Twist 1 liegt links der Container an, bei Twist 2 und 3 liegt rechts der Container. Unterschiede bestehen zudem bei der Hilfskonstruktion: bei den Zugversuchen mit dem Twist 1 wurde der Twistlock auf eine Platte geschweißt. Auf dieser Platte und der Containerecke stand - verschweißt - jeweils eine senkrecht stehende Platte, verstärkt mit Knieblechen. Diese Platte wurde in das Schwerlast-Bauteil-Prüfsystem eingespannt und die Kräfte durch die Spannbacken aufgetragen, siehe Abb. 4.1. [Michel und Kaeding, 2015]

Bei den Versuchen mit den Twistlocks Twist 2 und 3 wurden der Twistlock und die Containerecke jeweils an einen Flansch geschweißt. Diese sind mit M24-er Schrauben mit der Hilfskonstruktion - bestehend aus Flansch, senkrecht angeschweißter Platte und Knieblechen - verschraubt (siehe Abb. 4.4). Bei den Versuchen mit einem Rollwinkel von  $20^\circ$  wurde die Hilfskonstruktion entsprechend der Studienarbeit [Podschwadek, 2015, S. 49] gewählt. Hier wird der Twistlock und die Containerecke um  $20^\circ$  getrimmt und in einer Linie in der Verspannung befestigt, damit keine Drehmomente entstehen, die ungünstig auf die Maschine wirken. Diese Vorrichtung ist in Abb. 4.6 zu sehen - sie wurde materialsparend und kraftaufnehmend konstruiert.

Versuchsart	Datum	Typ des Systems	Anz.	Nr.	Messmethoden
Zugversuch $0^\circ$	10.11.2014, 25.11.2014	Twist 1, CE 1	2		
Betriebsfestigkeitsversuch $0^\circ$	08.12.2014, 06.01.2015	Twist 1, CE 1	2		DMS in z-Richtung
Zugversuch $0^\circ$	20.03.2017, 04.04.2017	Twist 2, CE 2	2	1, 3	3: Wegaufnehmer
Zugversuch $0^\circ$	23.03.2017, 04.04.2017	Twist 3, CE 2	2	2, 4	Wegaufnehmer
Druckversuch $0^\circ$	13.04.2017, 26.04.2017	Twist 2, CE 2	3	5, 10, 11	Wegaufnehmer
Druckversuch $0^\circ$	13.04.2017, 26.04.2017, 25.01.2018, 31.01.2018, 06.02.2018	Twist 3, CE 2	10	6-9, 19, 20, 22-25	Wegaufnehmer
Zugversuch $20^\circ$	15.06.2017, 16.06.2017	Twist 3, CE 2	2	12-13	Wegaufnehmer
Druckversuch $20^\circ$	12.09.2017	Twist 3, CE 2	1	14, 15	Wegaufnehmer, DMS
Wechsellast $0^\circ$	06.11.2017, 08.01.2018, 29.01.2018	Twist 3, CE 2	3	16, 18, 21	Wegaufnehmer
Wechsellast $20^\circ$	27.11.2017	Twist 3, CE 2	1	17	Wegaufnehmer, DMS

Tabelle 4.3.: Übersicht aller durchgeführten Versuche

Bei den Versuchen mit Twist 1 wurden die Kolbenkraft und der Kolbenweg lediglich an dem Schwerlast-Bauteil-Prüfsystem gemessen. Bei den Versuchen mit dem Twist 2 und 3 wurden zusätzlich Wegaufnehmer befestigt, um eine genauere Auswertung sicherzustellen. Zusammenfassend zeigt die Tab. 4.3, welche Versuche durchgeführt und welche Messmethoden angewandt wurden. Da in den Twistlock-Systemen von Twist 1 und 2 und in der Containerecke CE 1 Materialfehler an signifikanten Stellen gefunden wurden - siehe Kap. 3.1.2, wird bei den

späteren Versuchen (auf Zug- und Druckbelastung mit einem Rollwinkel von  $\varphi = 20^\circ$ ) sowie den Betriebsfestigkeitsversuchen die Baugruppe bestehend aus CE 2 und Twist 3 verwendet. Diese weisen keine Materialfehler auf. Auch der Vergleich zwischen FEM Simulationen und den Versuchen findet nur in der oben genannten Baugruppe statt.

Bei den späteren Auswertungen in dieser Arbeit werden die Versuche von Twist 1 vernachlässigt, da die fehlenden Wegaufnehmer keine ausreichende Auswertung und keinen Vergleich mit der Simulation zulassen. [Michel und Kaeding, 2015] Die Auswertungen sind in Anh. D zu finden.

## Zugversuch

Abb. 4.5 zeigt links den Aufbau des Twist 2 und rechts den von Twist 3 aus der gleichen Perspektive (Hebel rechts) mit der gleichen Containerecke CE 2 (rechts unten vorne - siehe Abb. 4.3). Auch die Hilfskonstruktion ist gleich. Bei dem Zugversuch wird das gesamte System auf Zug vorgespannt, d.h. dass kein Spiel vorhanden ist zwischen Twistlock Kopf und Containerecke. Dadurch entsteht ein Spalt zwischen Containerecke und Basis. Abb. 4.6 zeigt die Position der Wegaufnehmer für die Zugversuche bei einem Rollwinkel von  $\varphi = 0$  und  $20^\circ$ . Die Wegaufnehmer stimmen bei beiden Versuchsanordnungen überein.

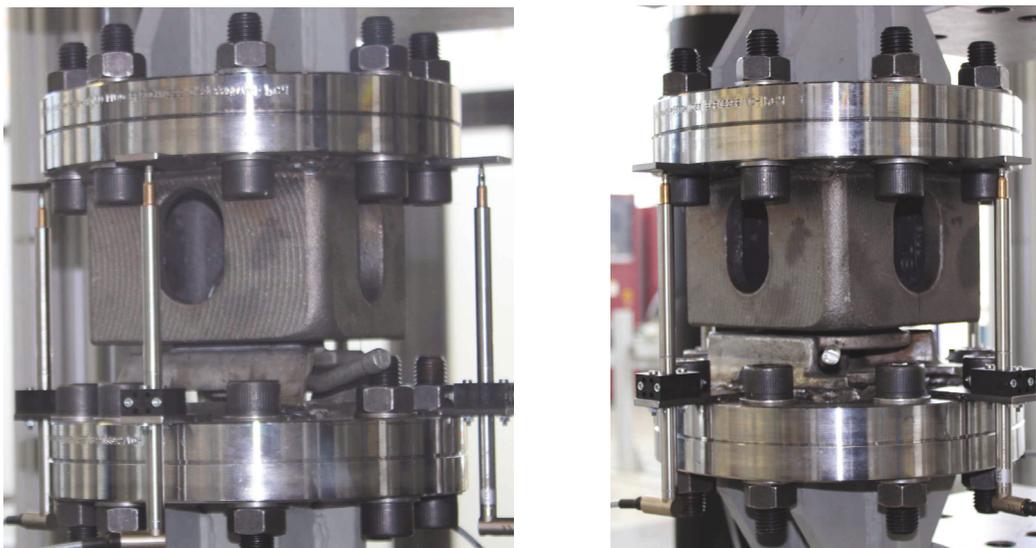


Abbildung 4.5.: Aufbau des Zugversuchs am Schwerlast-Bauteilprüfsystem; Twist 2 und 3

Das Schwerlast-Bauteil-Prüfsystem zieht das System beim Zugversuch solange bis es zu einer Zerstörung der Funktionalität des Systems kommt, d.h. die Zugfestigkeit erreicht ist und darüber hinweg. Der Zugversuch ist ein weggesteuerter Versuch, bei dem die Zuggeschwindigkeit bis zum ersten Riss bei  $0.002 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$  liegt, anschließend wird sie auf  $0.005 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$  erhöht bis zum nächsten Riss, danach noch einmal auf  $0.01 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$  und nach dem Bruch auf  $0.05 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ . Der Versuch läuft quasi-statisch ab. Gemessen wird bei dem Versuch die Verschiebung in den Wegaufnehmern, dem Kolben, sowie die Kolbenkraft. Die Wegaufnehmer (siehe Abb. 4.4; rechts) sind so an dem System befestigt, dass vom unteren Flansch zum oberen Flansch die Ausgangslänge genullt ist, d.h. die Veränderung der Länge des Wegaufnehmers wird während des Versuchs gemessen. Dies ermöglicht eine sehr genaue Messung der Längenänderung der Baugruppe ohne den Einfluss der Hilfskonstruktion und den Einfluss der Steifigkeit des Schwerlast-Bauteil-

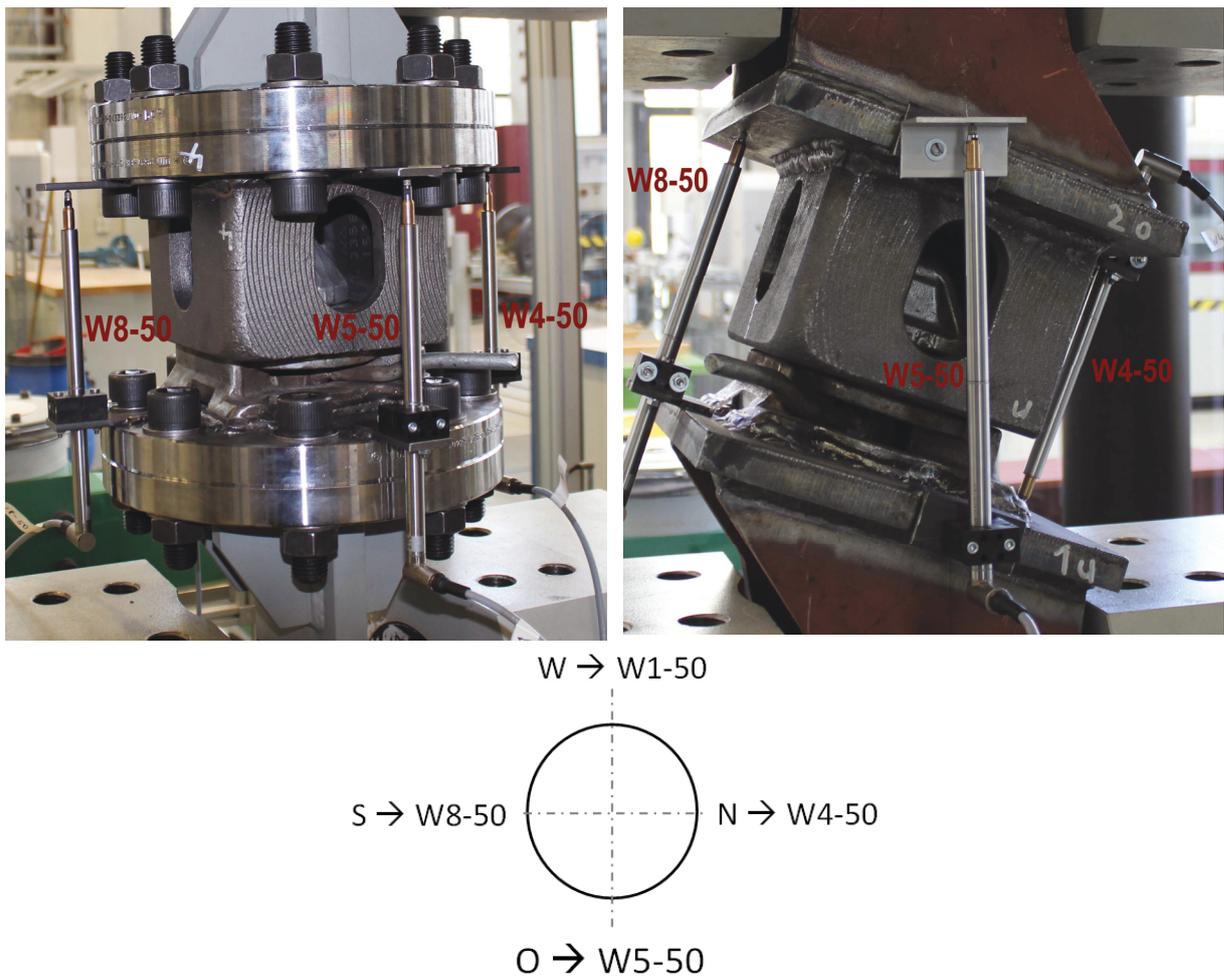


Abbildung 4.6.: Position der Wegaufnehmer bei den Zugversuchen bei  $0^\circ$  und  $20^\circ$  mit Twist 3. [Kistner et al., 2018]

Prüfsystems. Für die spätere Simulation in ANSYS wird die Auswertung ebenfalls über die Verschiebung der Wegaufnehmer dargestellt, um einen möglichst genauen Vergleich zu erhalten. Ein Vergleich der Simulation mit dem Versuch in Bezug auf „Kraft über Kolbenweg“ ist nicht sinnvoll, da die genauen Kraftangriffspunkte an den Spannbacken der Maschine nicht bekannt sind.

Die Schweißnähte wurden entsprechend der Richtlinien nach DNVGL befestigt, d.h. dass die Schweißnahtgrundfläche gleich groß mit der Verbindungsfläche ist, z.B. an den Steifen und Blechen. Für die Verbindungsflächen zwischen Containerecke und Flansch und Basis und Flansch gilt diese Regel nicht. Der Einfluss auf die Simulation wird später in Kap. 4.2 untersucht.

## Druckversuch

Der Aufbau für den Druckversuch ist vergleichbar mit dem des Zugversuchs, aber der Twistlock Kopf sitzt nun ohne Kontakt zur Containerecke in der Basis (keine Spannung auf dem Kopf) - der Abstand zwischen Containerecke und Basis ist null. Der Druckversuch ist ein kraft-

gesteuerter Versuch mit einer Geschwindigkeit von  $2 \frac{kN}{s}$ , der im ersten Durchgang nach jedem 100 kN-Schritt anhält und dann die Kraft weiter linear erhöht.



Abbildung 4.7.: Druckversuch bei 20° (Links) und 0° (Mitte, Rechts)



Abbildung 4.8.: Aufbau des Druckversuchs am Schwerlast-Bauteilprüfsystem; links: 1. Twistlock-System mit DMS von oben; rechts: DMS auf der linken Seite 1 & 3 (oben); auf der rechten Seite (unten) 2 & 4

Im zweiten Durchgang steigt die Kraft linear an bis zu einer Kraft von 1000 kN und danach wird der Twistlock linear entlastet bis zu einer Kolbenkraft von 0 kN. Bei dem Druckversuch

mit dem Rollwinkel  $\varphi = 20^\circ$  wurden DMS befestigt um die Spannungen in der Basis zu analysieren und mit den folgenden Simulationen zu vergleichen. Ansonsten werden die Kolbenkraft und der Kolbenweg, wie auch die Wegaufnehmer zu Messung genutzt. Abb. 4.7 zeigt die Position der Wegaufnehmer für die Druckversuche bei einem Rollwinkel von  $\varphi = 0$  (rechts) und  $20^\circ$  (links). Bei dem Druckversuch von  $20^\circ$  wurde die Reihenfolge der Wegaufnehmer wegen eines defekten Wegaufnehmers verändert (siehe Abb. links). Bei diesem Druckversuch wurden zusätzlich Dehnmessstreifen angebracht zur Ermittlung der Nenn- und Vergleichsspannungen - siehe Abb. 4.8. Auf der horizontalen Fläche der Basis sind DMS Rosetten: K-RY81-47-120-2-25 in einer Vertiefung befestigt (Nr. 1 & 2). Ebenso sind an der vertikalen Fläche in Richtung Twistlock Kopf zwei DMS in x-y-Richtung festgemacht (Nr. 3 & 4): K-CXY3-0030-1-350-2-005. Für die Druckversuche 2.1. - 2.6. wurde ein Twistlock-System untersucht, das durch einen vorherigen Zugversuch zerstört wurde, d.h. der Twistlock Kopf ist am Bolzen abgeschert. Da der Twistlock Kopf im Druckversuch spannungsfrei ist, wurde er wieder in die Basis eingesetzt, damit keine Verformungen durch das Fehlen des Kopfes entstehen. Da die Twistlock Basis bei dem Zugversuch nicht verformt wurde, konnte sie wiederverwendet werden um Vergleichsversuche durchzuführen.

### Betriebsfestigkeitsversuch

Der Betriebsfestigkeitsversuch startet mit einem linearen Anstieg bis zu der max. berechneten Belastung +20% Sicherheit (siehe Kap. 3.2.3). Nach dem Erreichen der Belastung schwingt das System mit  $\pm 30\%$  um die Belastung - hier sind das  $140 \text{ kN} \pm 42 \text{ kN}$  mit einer Frequenz beginnend mit 0.5 Hz und nach 36,900 Lastwechseln erhöht auf 2.6 Hz bei gleichbleibender Amplitude. Bei dem Dauerversuch mit dem Rollwinkel von  $\varphi = 20^\circ$  wurde die Amplitude nach 59,123 Lastwechseln erhöht. Abb. 4.9 zeigt den linearen Anstieg und die folgende Wechselbelastung. Der Versuch endet nach dem Dauerbruch.

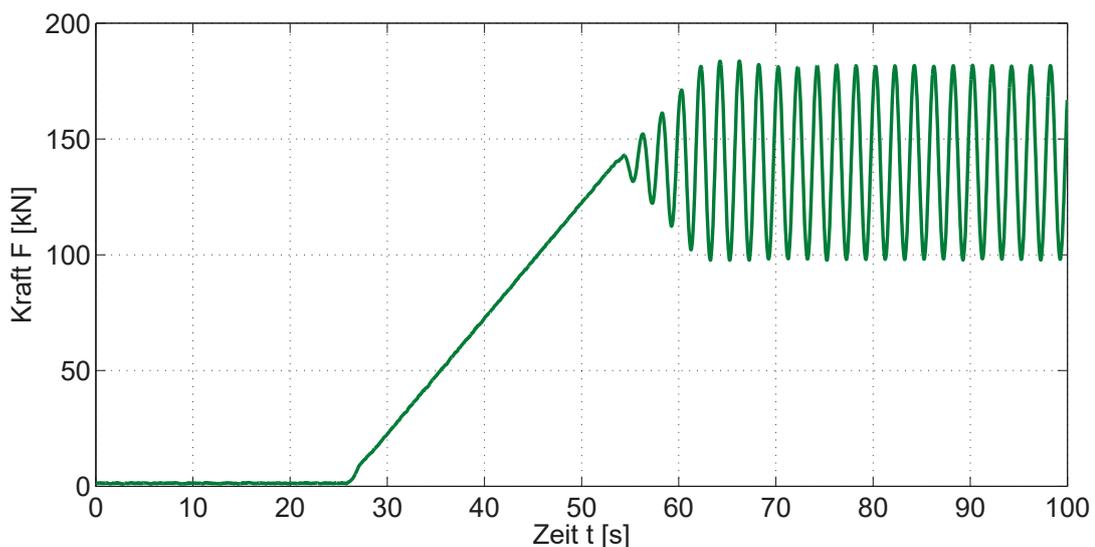


Abbildung 4.9.: F-t- Diagramm der periodischen Belastung

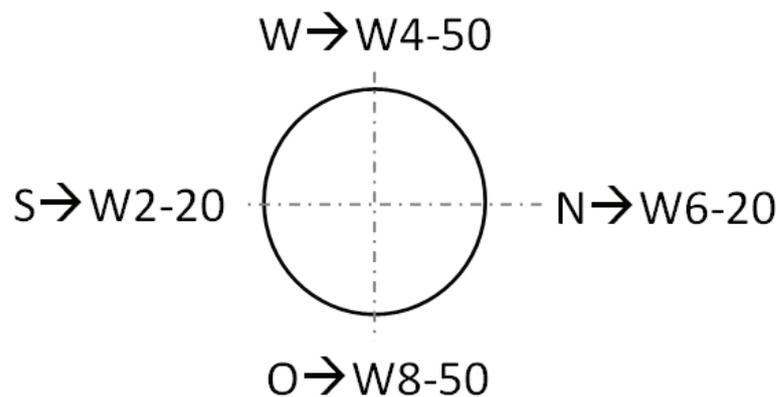
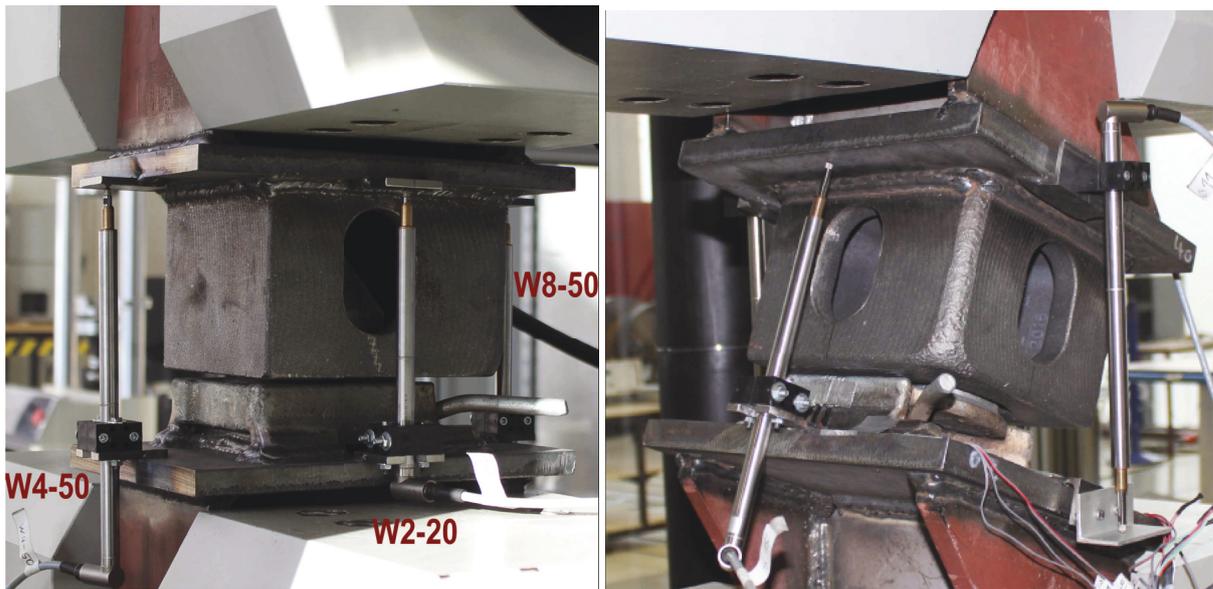


Abbildung 4.10.: Experimentelle Aufbau des Betriebsfestigkeitsversuchs bei Rollwinkel von  $\varphi = 0^\circ$  (links) und  $\varphi = 20^\circ$  (rechts).

Abb. 4.10 zeigt den Betriebsfestigkeitsversuch - der Aufbau ist nicht der gleiche wie bei den Zug- und Druckversuchen, da keine Flansche verwendet werden. Stattdessen wird eine Platte jeweils an die Containerecke und den Twistlock geschweißt und daran die senkrechte Platte und die Steifen zur Befestigung in dem Schwerlast-Bauteil-Prüfsystem. Der Aufbau des Betriebsfestigkeitsversuchs mit Rollwinkel von  $\varphi = 20^\circ$  ist der gleiche wie der Aufbau des Zugversuchs mit Rollwinkel.

In den Betriebsfestigkeitsversuchen werden ebenfalls Dehnungsmessstreifen verwendet, um die Spannungen in z-Richtung an der Twistlock Basis und Wegaufnehmer um die Verschiebungen in dem lokalen System zu messen.

#### 4.1.3. Versuchsergebnisse

Die Twistlockversuche am Schwerlast-Bauteil-Prüfsystem umfassen fünf Belastungen: Zug- und Druckbelastung bei  $0^\circ$  und  $20^\circ$  Rollwinkel und die Betriebsfestigkeitsversuche. In Tab. 4.4

sind alle Versuche für die jeweiligen Baugruppen (Twistlock und Containerecke) dargestellt. Die Tabelle zeigt auch zusammengefasst die Ergebnisse.

Teil: Hersteller (Material)	Versuch	Anz.	Ergebnisse
Twist 1 & CE 1	Zugversuch des lokalen Twistlock-Systems mit und ohne Dovetail Plate	2	F-s-Diagramm; 1x Dovetail Plate Bruch; 1x Twistlock Kopf Bruch (Anhang D.3)
	Betriebsfestigkeitsversuch mit Spannungsmessdosen	2	F-s-Diagramm; Lebenszyklen; 1x Bruch an Twistlock Basis (ca 16000 Zyklen); 1x Bruch an Twistlock Kopf (ca. 14000 Zyklen) - gleiche Stelle wie Zugversuch (Anhang D)
Twist 2 & CE 2	Zugversuch des lokalen Systems mit Flanschen	2	F-s-Diagramm mit Wegaufnehmern; Bruch am Twistlock Kopf
	Druckversuch des lokalen Systems $\varphi = 0^\circ$	2	F-s-Diagramm mit Wegaufnehmern; kein Bruch; minimale Verschiebung
Twist 3 & CE 2	Zugversuch des lokalen Systems mit Flanschen	2	F-s-Diagramm mit Wegaufnehmern; Scherbruch am Twistlock Bolzen an den Auflagern (Twistlock/Basis)
	Druckversuch des lokalen Systems $\varphi = 0^\circ$	2	F-s-Diagramm mit Wegaufnehmern kein Bruch, minimale Verschiebung
	Betriebsfestigkeitsversuch mit Spannungsmessdosen bei $\varphi = 0^\circ$ und $20^\circ$	2	F-s-Diagramm mit Wegaufnehmern; Spannungsauswertung mit DMS
	Zugversuch des lokalen Systems $\varphi = 20^\circ$	2	F-s-Diagramm mit Wegaufnehmern; Bruch an dem Kontakt Twistlock-Basis
	Druckversuch des lokalen Systems $\varphi = 20^\circ$ mit Spannungsmessdosen	1	F-s-Diagramm mit Wegaufnehmern; minimale Verschiebung Spannungsauswertung mit DMS; kein Bruch

Tabelle 4.4.: Versuchsteile - Hersteller - Material und die Ergebnisse der Versuche am Schwerlast-Bauteilprüfsystem

Die Abb. 4.11 zeigt den Vergleich der Zugversuchsergebnisse der drei verschiedenen Baugruppenaufbauten. Hierbei ist zu beachten, dass die Baugruppe aus Twist 1 und CE 1 sich in der Unterkonstruktion von den anderen unterscheidet (siehe Abb. 4.4). Da die Ergebnisse die Kolbenkraft über den Kolbenweg darstellen ist zwischen Twist 1 und den anderen Twistlocks nur ein grober Vergleich möglich, da die unterschiedlichen Hilfskonstruktionen einen großen Einfluss auf die Steifigkeit des Systems haben. Zu erkennen ist, dass der Kraftverlauf von Twist 1 und 2 ähnlich verläuft und die Größe der Zugfestigkeit und des E-Moduls nah beieinander liegen - was die Annahme aus Kap. 3.1.2 stützt, dass beide das gleiche Material haben. Der Twist 1 reißt später als der von Twist 2. Das ist auf die unterschiedlichen Hilfskonstruktionen und

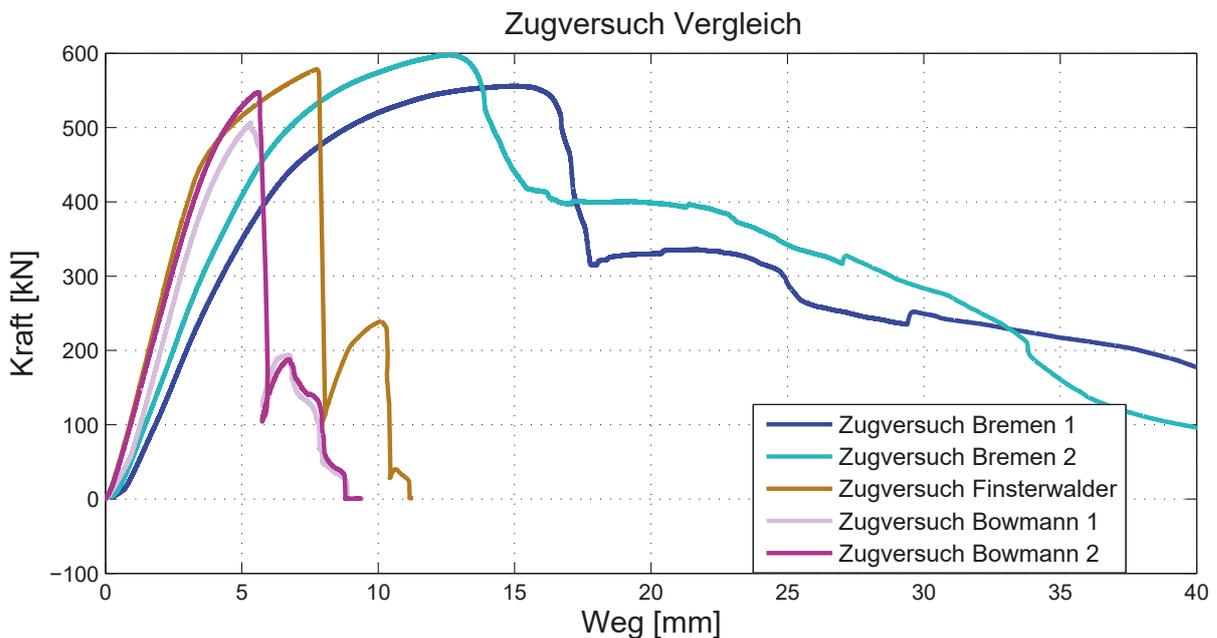


Abbildung 4.11.: Vergleich der Ergebnisse im Zugversuch für den Twist 1, 2 und 3

verschiedenen Lieferanten - dementsprechend unterschiedlichen Chargen - zurückzuführen. Vergleichend ist der Verlauf im linear-elastischen Bereich von Twist 3 deutlich flacher - der E-Modul ist niedriger und das System nachgiebiger und die Zugfestigkeit des zweiten Versuchs ist höher.

Der Kraft-Kolbenweg-Verlauf im Zugversuch sieht für die beiden verschiedenen Twistlock Typen (Twist 2 & 3) unterschiedlich aus. Das liegt an den unterschiedlichen Konstruktionen der Twistlocks und insbesondere der Lagerung des Kopfes in der Basis. Twist 1 und 2 reißen am Übergang zwischen Twistlock Bolzen und Kopf, wohingegen Twist 3 am Übergang zwischen Bolzen und Lagerfläche abscherft (siehe Kap. 4.1.3).

Die weiteren Ergebnisse in diesem Kapitel beziehen sich ausschließlich auf die Baugruppe aus CE 2 und Twist 3, da dieser im Vergleich zu den anderen Herstellern keine Materialfehler (siehe Kap. 3.1.2) und eine höhere Zugfestigkeit aufweist.

## Zugversuch

In Abb. 4.12 sind die Kraft-Verschiebungs-Diagramme beider Zugversuche mit Twist 3 dargestellt. Die Verschiebung ist im Kolben wie auch in den vier Wegaufnehmern gemessen worden.

In den Abb. 4.11 und 4.12 ist zu sehen, dass die Kurve bei dem ersten Versuch (Br. 1) weniger steil ist als die Kurve beim zweiten Versuch, dementsprechend ist der E-Modul niedriger und das Gesamtsystem weicher. Der Kolbenweg, welcher in Abb. 4.11 wird, ist die Länge zwischen den Kräfteinleitungspunkten, die nicht exakt bestimmbar sind. Die Änderung des Kolbenwegs wird in der Maschine automatisch gemessen. Da die Ausgangslänge des Kolbenwegs  $L_0$  deutlich länger ist als die der Wegaufnehmer und nicht genau bestimmbar, ist das Gesamtsystem weicher als das lokale System gemessen durch die Wegaufnehmer ohne Hilfskonstruktion. Heißt die Kurven der Wegaufnehmer sind immer steiler als die des Kolbenwegs, aufgrund

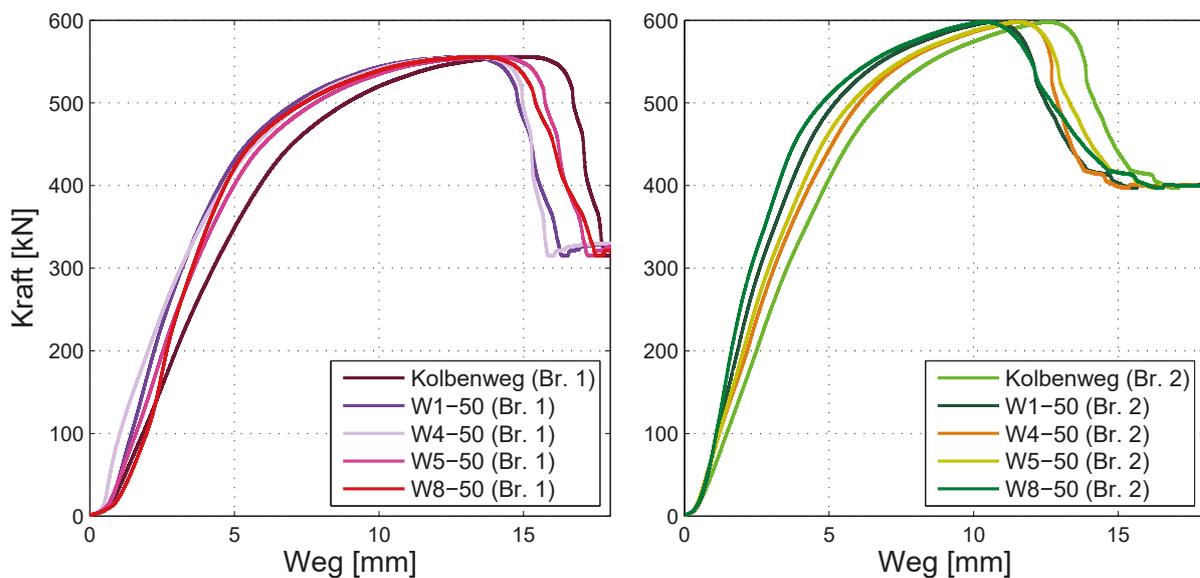


Abbildung 4.12.: Kraft-Verschiebungs-Diagramm der zwei Versuche mit Twist 3 (links: 1. Versuch, rechts: 2. Versuch)

der höheren Steifigkeit. Auch das Schwerlast-Bauteil-Prüfsystem beeinflusst den Kolbenweg, da das Gesamtsystem der Maschine auch minimal elastisch ist und in die Messung des Kolbenwegs beeinflusst. In den Kraft-Verschiebungs-Kurven ist die Nichtlinearität in den ersten 0,5 mm, die bereits in Kap. 4.1.1 angesprochen wurde, deutlich zu erkennen und wird später bei dem Vergleich mit der Simulation herausgerechnet.

Der Kraft-Verschiebungs-Verlauf der Wegaufnehmer zeigt Parallelen zum Kolbenweg im linear-elastischen Bereich. Der 1. Versuch zeigt ein Verrutschen in Richtung der Wegaufnehmer W4 und ein Hochziehen in Richtung W8 (siehe Kap. 4.1.2). Diese Tendenz verändert sich bei einer Kraft von ca.  $220 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  in Richtung Wegaufnehmer W5 (Hebelseite), der dann die maximale Verschiebung aufweist bei gleicher Kraft. Je höher die Kraft steigt, desto mehr nähern sich die Verschiebungen der Wegaufnehmer einander an bis sie kurz vor Erreichen der Zugfestigkeit bei ca. 14 mm nicht mehr verschoben sind. Bei einer Kraft von ca. 550 kN erreichen alle Wegaufnehmer eine Verschiebung von 14 mm. Das Reißen der Zugprobe beginnt auf der Seite W1-W4 (gegenüber des Hebels), verkeilt kurzzeitig und reißt anschließend auf Seite W5-W8 (Hebelseite) endgültig. Dabei sinkt die Kraft auf 300 kN ab und anschließend rutscht der Twistlock Kopf durch die Basis (siehe Abb. 4.13). Die Wegaufnehmer im 2. Versuch zeigen bis zu einer Belastung von 100 kN eine gleichmäßige Verschiebung ohne Verkippen. Anschließend verkippt das System mit steigender Kraft zunehmend in Richtung W8 und wird in Richtung W4 hochgezogen. Auf der Seite der Wegaufnehmer W8 und W1 reißt der Twistlock zuerst bei einer Zugfestigkeit von ca. 600 kN, verkantet sich kurzzeitig um anschließend auf der Seite W4 und W5 zu reißen. Danach sinkt die Kraft weniger steil als bei dem 1. Versuch, während der Twistlock langsam durch die Basis gezogen wird (siehe Abb. 4.13). Das unterschiedliche Verkippen des 1. und 2. Versuchs resultiert aus den minimalen Veränderungen in der Einspannung, wobei einige Millimeter schon zu einer Veränderung des Kippverhaltens führen. Auch die Fertigungstoleranzen der Hilfskonstruktion und der Temperatureinfluss des Schweißens müssen hier in die Fehlerbetrachtung miteinbezogen werden.

Die Differenzen in der Zugfestigkeit sind begründet in dem Gussmaterial, welches bei zwei verschiedenen Bauteilen aus möglicherweise zwei verschiedenen Chargen ein unterschiedli-

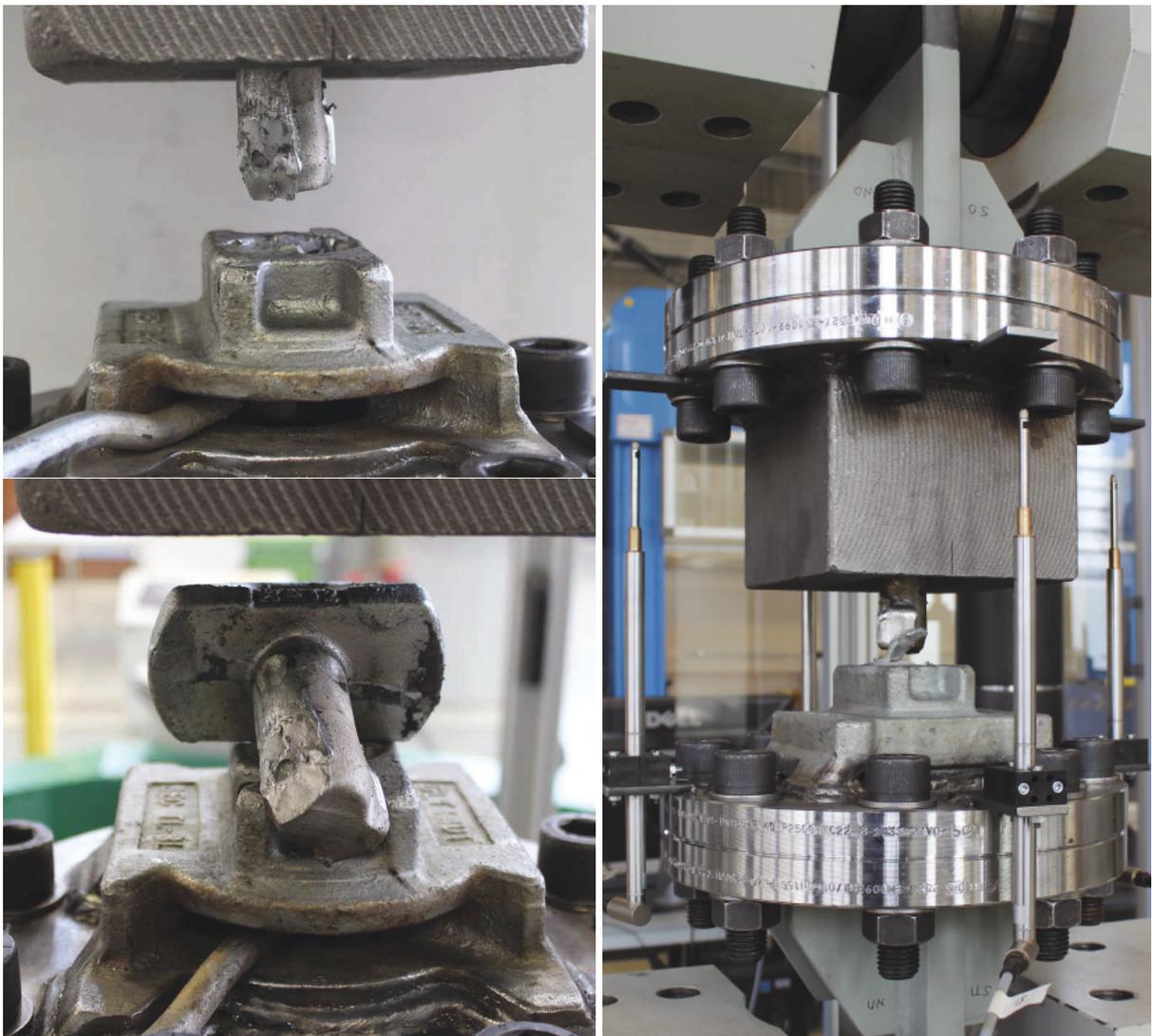


Abbildung 4.13.: Zerstörte Twistlock Kopf nach dem Zugversuch

ches Materialverhalten zeigt - siehe Kap. 3.1.2. Abb. 4.13 zeigt das Resultat der Zugversuche: die Scherkanten am Bolzen des Twistlocks. Beide Twistlocks sind am Übergang von Bolzen zu Auflagerfläche abgeschertt, aufgrund der hohen Zugbelastung.

Abb. 4.14 zeigt den Vergleich der Kraft-Verschiebungs-Kurve der Zugversuche für einen Rollwinkel bei  $0^\circ$  und  $20^\circ$ . Die Auswertungen werden anhand der Kurven der Wegaufnehmer und des Kolbenwegs analysiert. Trotz der unterschiedlichen Hilfskonstruktionen für die beiden Rollwinkel weichen die Kurven für den Kolbenweg im linear-elastischen Bereich nur minimal voneinander ab. Bei Kolbenweg, wie auch Wegaufnehmern stimmt der E-Modul bei den beiden Versuchen gut überein. Die Streckgrenze, wie die Zugfestigkeit unterscheiden sich hingegen stark voneinander. Die Zugfestigkeit ist bei dem vertrimmten Versuch ca. 12.5% höher als bei den Versuchen bei  $0^\circ$ . Im vertrimmten System wird die Containerecke zusätzlich zu den Flanken des Twistlocks auch an der vertikalen Fläche der Basis gehalten. Durch dieses Verkeilen wird die Zugfestigkeit deutlich später erreicht. Auch bei dem vertrimmten Versuch schert der Twistlock Bolzen im Bereich der Aufweitung ab - siehe Abb. 4.15.

Das Verkippen zu einem Wegaufnehmer zeigt sich bei  $20^\circ$  nicht so deutlich wie bei  $0^\circ$ , da sich

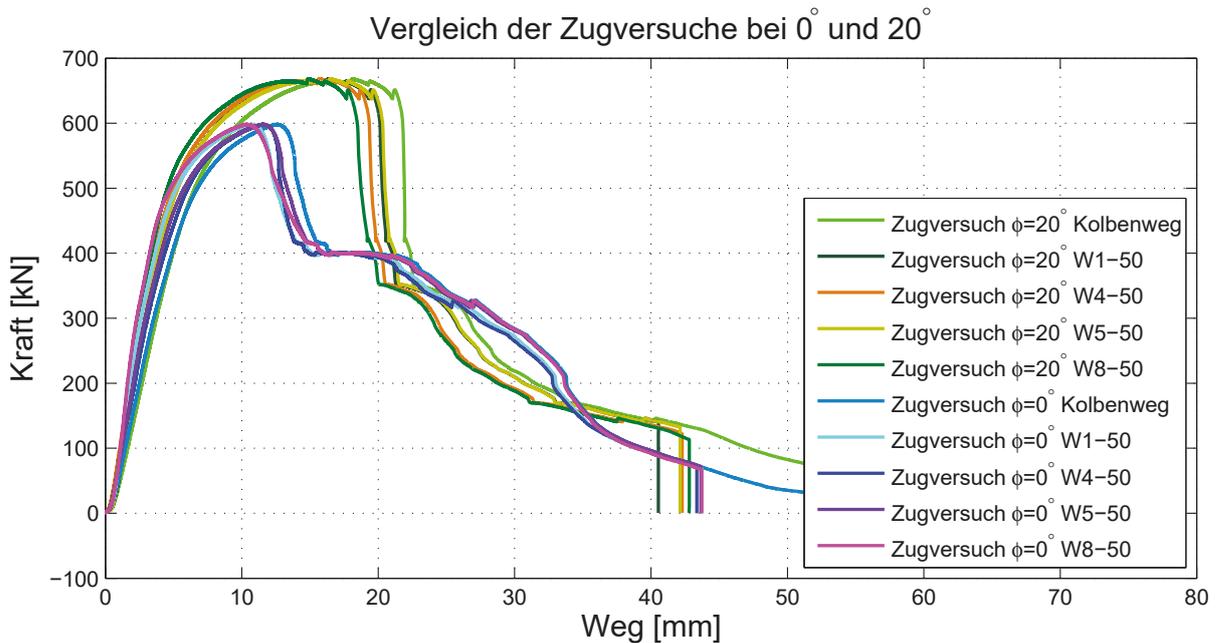


Abbildung 4.14.: Vergleich der Kraft-Weg-Kurve für die Zugversuche bei  $\varphi = 20^\circ$  und  $0^\circ$

die Verschiebungen in Richtung W4 und W8 nur minimal unterscheiden und dementsprechend beide Seiten parallel verschieben. In Richtung W1 und W5 sind keine Unterschiede sichtbar. Bevor das Twistlock-System endgültig abreißt, entstehen drei Bereiche in denen das System zusätzlich verkeilt. Bei dem ersten Anriss sinkt die Kraft von ca. 660 kN auf 350 kN, danach deutlich weniger steil auf 180 kN und anschließend auf 140 kN. Auch bei dem unvertrimmten Versuch verläuft der Abriss drei-phasig, wobei der erste Abfall von 600 kN auf 400 kN weniger Kraftverlust zeigt und weniger steil ist. Auch der darauffolgende Abstieg ist weniger steil bei dem unvertrimmten Versuch. Die Geschwindigkeitsänderungen in den Versuchen - siehe Kap. 4.1.2 sind deutlich erkennbar.

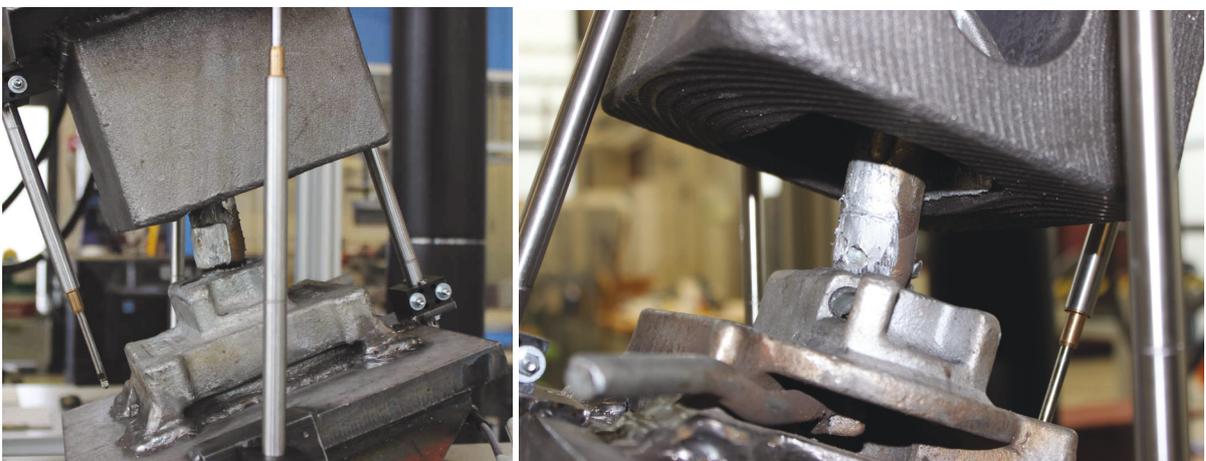


Abbildung 4.15.: Zugversuche bei einem Rollwinkel von  $20^\circ$  nach den Versuchen (links: 1. Versuch; rechts: 2. Versuch)

## Druckversuch

Die Druckversuche verliefen immer im Doppelversuch (2.1. & 2.2.; 2.3 & 2.4.; 2.5. & 2.6.). Bei den Versuchen 2.1. und 2.2 wurde die Druckkraft stufenweise bis zu einer Kraft von  $F = 1000 \text{ kN}$  in  $100 \text{ kN}$ -Schritten erhöht und anschließend stufenweise entlastet bis die Kraft  $F = 0 \text{ kN}$  erreicht wurde. Dabei ist zu beachten, dass 2.1. und 2.2. direkt hintereinander mit dem gleichen System geprüft wurden (siehe Abb. 4.16). Der Aufbau und Ablauf des Druckversuchs wurde bereits im vorherigen Kapitel Kap. 4.1.2 erläutert (siehe Abb. 4.5).

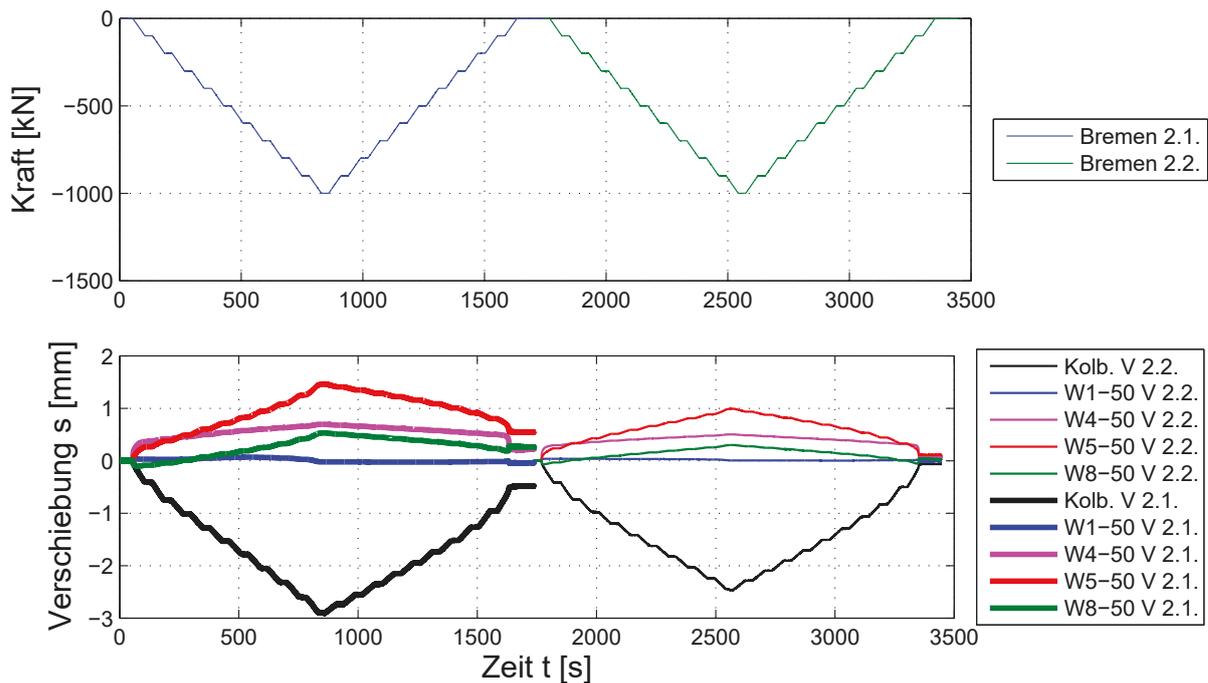


Abbildung 4.16.: Zeit-Kraft-Diagramm (oben); Kraft-Verschiebungs-Diagramm der Druckversuche bei einem Rollwinkel von  $0^\circ$  für den Twistlock Bremen - 2.1. & 2.2. (unten)

In der Abb. 4.16 ist der zeitliche stufenweise An- und Abstieg der Kraft zu sehen (oben) und der Verlauf des Kolbenwegs und der Wegaufnehmer (unten). Vorgespannt wird mit einer Kraft von  $1.3 \text{ kN}$ , bei der die Kräfte und Verschiebungen genullt werden. Der Anstieg im Versuch 2.1. verläuft gleichmäßig, wohingegen das Entlasten nicht bei der Verschiebung von  $0 \text{ mm}$  endet, sondern bei einer Verschiebung mit maximal  $0.6 \text{ mm}$  bei Wegaufnehmer W5. Diese Ungleichmäßigkeit zwischen Be- und Entlasten entsteht durch die Unebenheiten der Auflagerfläche der Basis, die durch die Containerecke während der Belastung weggedrückt werden (plastisch verformt). Nach der Entlastung wird sofort der Versuch 2.2. gestartet, wobei die Kraft wieder bei einer Vorspannkraft von  $1.3 \text{ kN}$  genullt wird. Versuch 2.2. zeigt einen deutlich gleichmäßigeren Verlauf des Be- und Entlastens und endet bei einer Verschiebung von  $0 \text{ mm}$ . Die verzeichneten Unterschiede zwischen den Maximalverschiebungen der Versuche 2.1. und 2.2. liegt ebenfalls an den Unebenheiten des Modells. Die Ergebnisse der Versuche 2.3. & 2.4. genauso wie 2.5. & 2.6. sehen vergleichbar aus. Die Twistlock Basis wird während der jeweils ersten Versuche eben gedrückt, bevor der zweite Versuch sehr genaue und realistische Werte liefert. Daher wird in

der kommenden Auswertung lediglich jeweils der 2. Versuch ausgewertet und der 1. vernachlässigt. Abb. 4.17 zeigt einen Vergleich der Versuche 2.1., 2.2., 2.4. und 2.6. Beim Versuch 2.1. (blau) ist der Versatz zum Nullpunkt ebenso wie in Abb. 4.16 zu sehen. Anders sehen die Graphen von den Versuchen 2.2., 2.4. und 2.6. aus - die Verschiebung geht auf null zurück, wenn die Kraft null wird. Abb. 4.18, links, zeigt die Twistlock Basis und die entsprechenden abgeriebenen Bereiche nach dem ersten Versuch (rot umrandet).

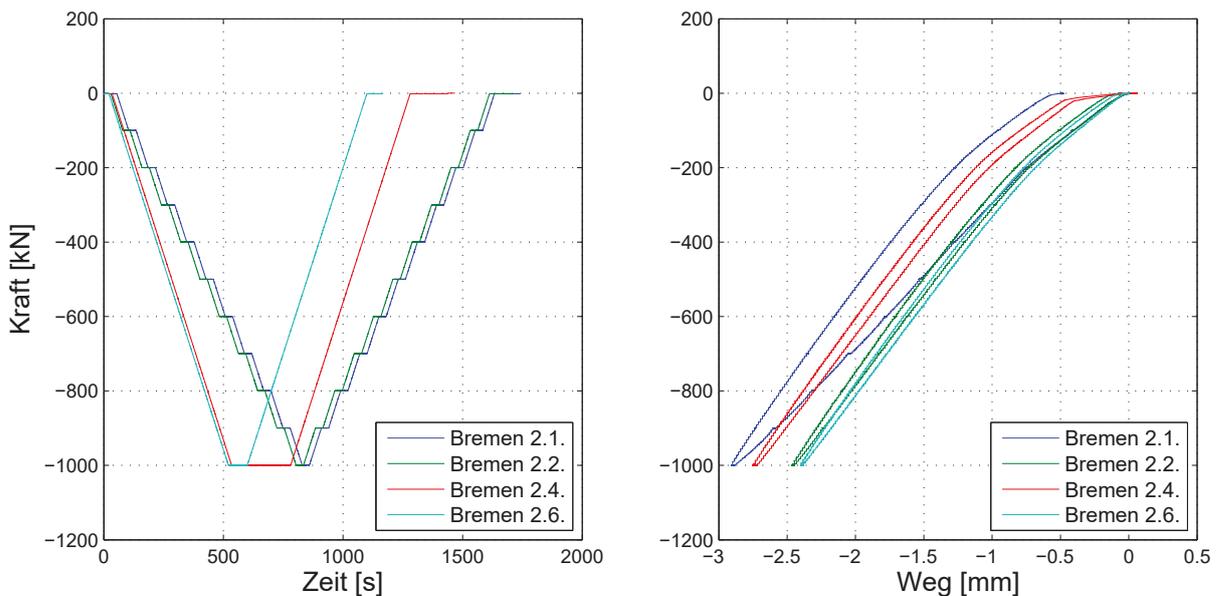


Abbildung 4.17.: Links: Zeit-Kraft-Diagramm; rechts: Weg-Kraft-Diagramm der Druckversuche bei einem Rollwinkel von 0° für den Twistlock Bremsen



Abbildung 4.18.: Druckversuch: Abnutzungserscheinungen an Basis nach dem Versuch 2.2. (links); diese Fläche wurde bei Versuch 8.4. abgefeilt (rechts) um Einflüsse auf das Kippverhalten zu untersuchen

Die Versuche 2.1., 2.2., 2.6. weisen vergleichend zu 2.4. Unterschiede im Kippverhalten des Twistlocks auf - siehe Abb. 4.19. Die drei erstgenannten Versuche zeigen ein Verkippen der Containerecke in Richtung W1-W8; die Wegaufnehmer W4 und W5 zeigen die größten Verschiebungen. Im Versuch 2.4. kippt die Containerecke in Richtung W4 (Wegaufnehmer: siehe Abb. 4.7). Die Wegaufnehmer W5 und W8 zeigen hier die größten Verschiebungen. Dieser Unterschied im Kippverhalten liegt an einer nicht exakt möglichen Einspannung der Containerecke über dem Twistlock-System. Beim Arretieren der Konstruktion haben einige Millimeter Unterschied in Richtung W4 oder W8 messbaren Einfluss in das Kippverhalten.

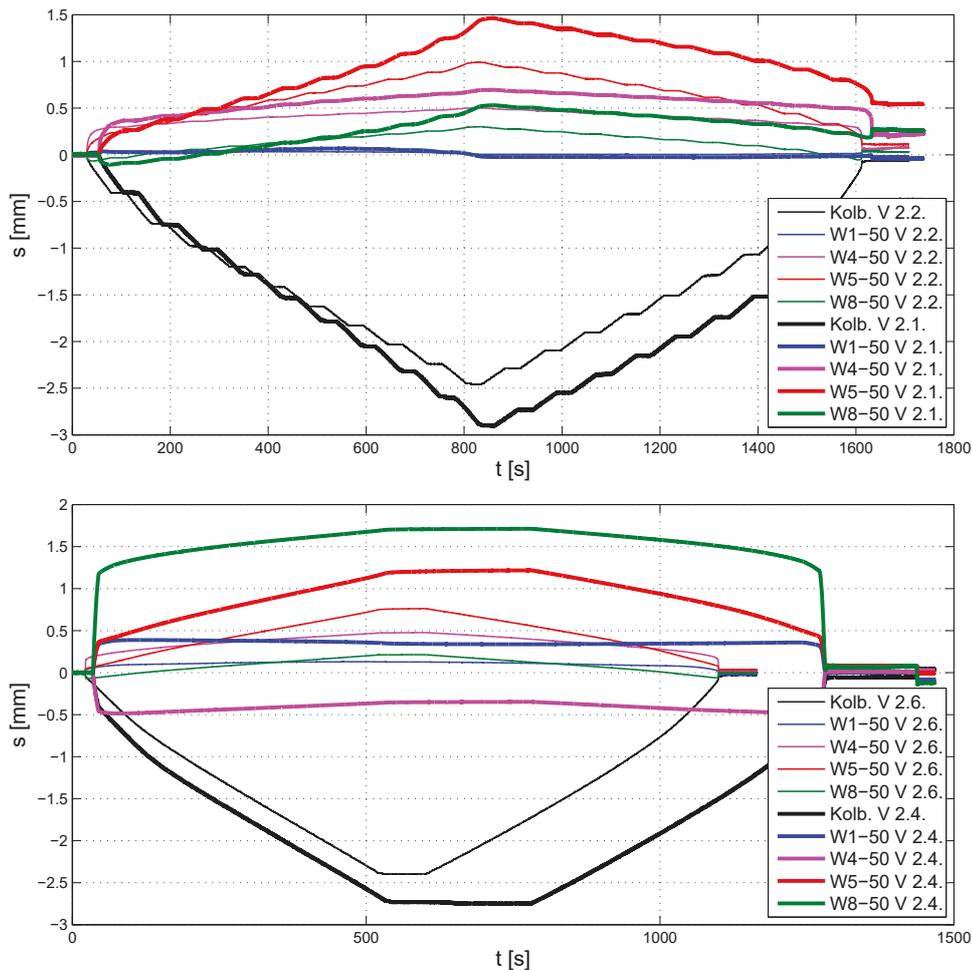


Abbildung 4.19.: Vergleich der Zeit-Verschiebungs-Kurve der Versuche V 2.1., V 2.2., V 2.4. und V 2.6.

Die Versuche 8.2. und 8.4. (siehe Abb. 4.20) wurden wieder mit dem Twistlock-System aus den Versuchen 2.1./2.2. durchgeführt, allerdings mit einer andersartigen Plattenkonstruktion zur Halterung im Schwerlast-Bauteil-Prüfsystem. Diese Versuche wurden zur detaillierten Analyse des Kippverhaltens vorgenommen. Versuch 8.2. zeigt den regulären Versuch wie bei den Versuchen 2.1-2.6; bei Versuch 8.4. wurde die in Abb. 4.18 (rechts) gekennzeichnete Fläche abgeschliffen, bis die Containerecke gleichmäßig und ohne jegliche Verkipfung auf beiden Seiten auflag. Vor dem Abschleifen lag die Containerecke nur auf der rot markierten Fläche auf, aber nicht auf der entgegengesetzten. Die rot markierte Fläche entspricht der Seite, auf der bei dem Druckversuch 2.1. Abnutzungserscheinungen aufgrund der Druckbelastung zu sehen sind (siehe Abb.

4.18(links)). Abb. 4.19 zeigt, dass die Auflagefläche einen Einfluss auf das Kippverhalten der Containerecke hat. Beide Versuche zeigen eine ähnliche Verschiebung der Wegaufnehmer W6 und W2 wobei die Verschiebung in Richtung W2 größer ist (grüne Kurven). Nachdem die Fläche angeglichen wurde, verändert sich diese Verschiebungstendenz nicht, aber die Verkippung zur Hebelseite (W8) steigt enorm an (rote Kurve) und im Wegaufnehmer W4 wird eine negative Verschiebung gemessen, d.h. die Containerecke hebt dort leicht ab durch die Verkippung. Auch der Kolbenweg zeigt größere Maximalverschiebungen durch das Verkippen. Durch diese Untersuchung sind die Diagramme in Abb. 4.19 erklärbar, da das Verkippen - je nach Auflagefläche - verändert ist. Schon kleinere Änderungen in der Arretierung des Twistlock-Systems im Prüfsystem führt zu einem veränderten und messbaren Kippverhalten.

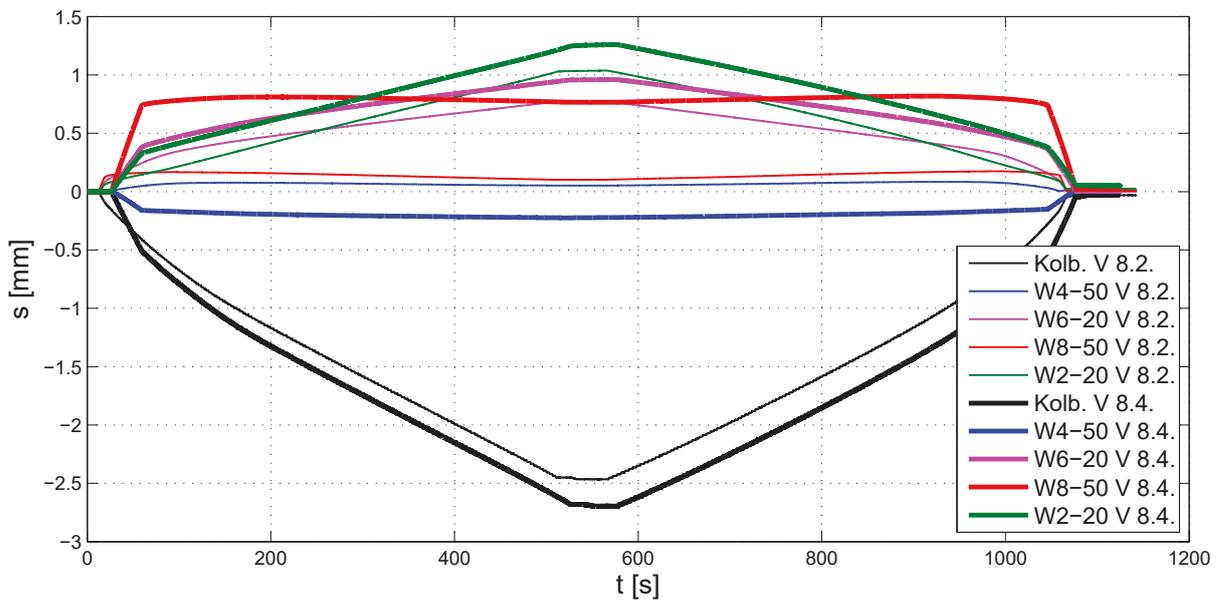


Abbildung 4.20.: Vergleich der Zeit-Verschiebungs-Kurve der Versuche V 8.2. und V 8.4.

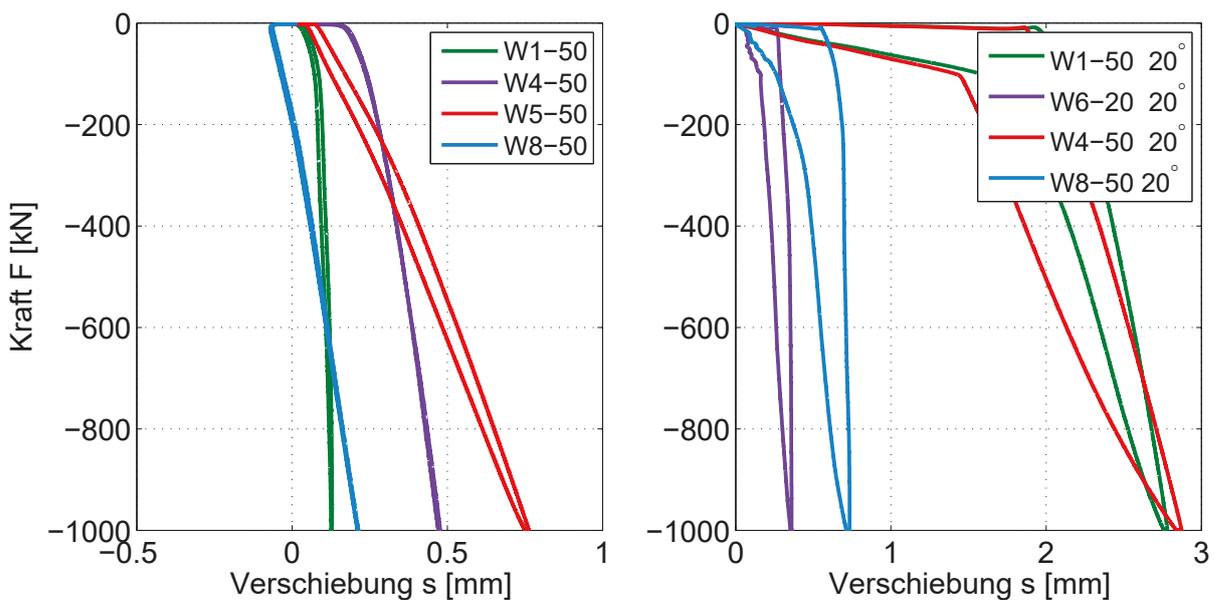


Abbildung 4.21.: Vergleich der Kraft-Verschiebungs-Kurve bei  $\varphi = 0^\circ$  und  $20^\circ$ . [Kistner et al., 2018]

Die Abb. 4.21 und 4.22 zeigen die Kraft-Verschiebungs-Kurven der Wegaufnehmer bei einem Rollwinkel von  $0^\circ$  (links) und  $20^\circ$  (rechts). Der Vergleich zeigt anfangs einen steileren Anstieg der Verschiebungen bei einem Rollwinkel von  $20^\circ$  und nach der Anfangsbelastung einen ähnlichen leichten Anstieg wie bei  $0^\circ$  bis zum Erreichen der Maximallast. Das Verkippen ist entsprechend dem Rollwinkel von  $20^\circ$  entgegengesetzt. Außerdem liegt bei dem Rollwinkel von  $20^\circ$  ein größerer Versatz beim Entlasten des Twistlock-Systems vor, basierend auf einer größeren Verformung. Die Verschiebung nimmt beim Entlasten zuerst kaum ab, um dann steil abzufallen - siehe Abb. 4.23. Das Verkippen bei  $\varphi = 0^\circ$  geschieht in Richtung W5-W4 und bei  $\varphi = 20^\circ$  in Richtung W4-W1.

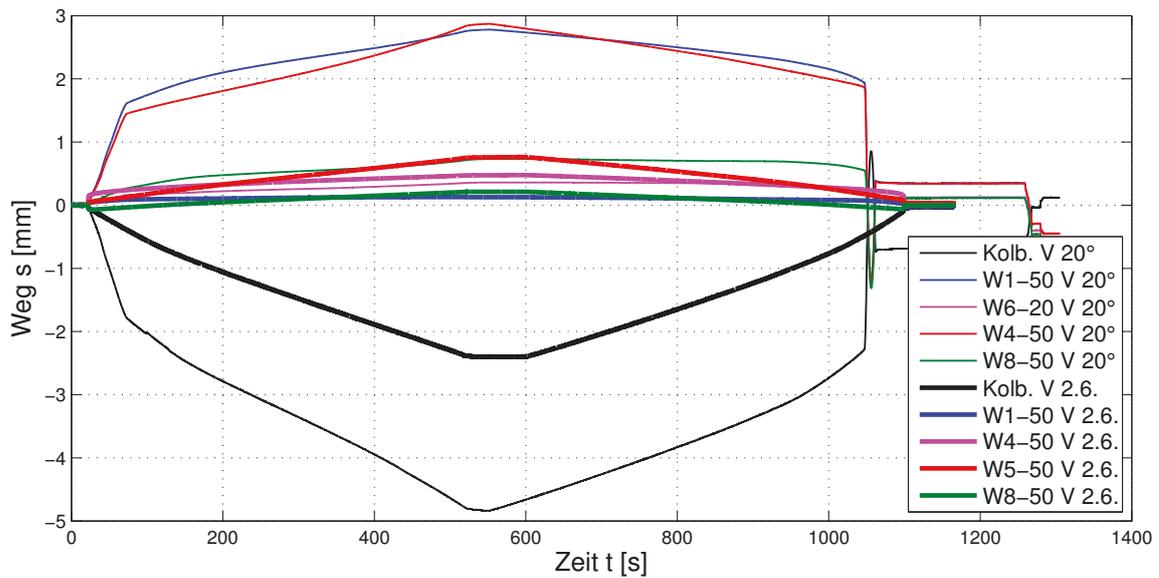


Abbildung 4.22.: Vergleich der Zeit-Verschiebungs-Kurve für Versuch 2.6. bei  $0^\circ$  Rollwinkel und Versuch 1 bei  $20^\circ$  Rollwinkel

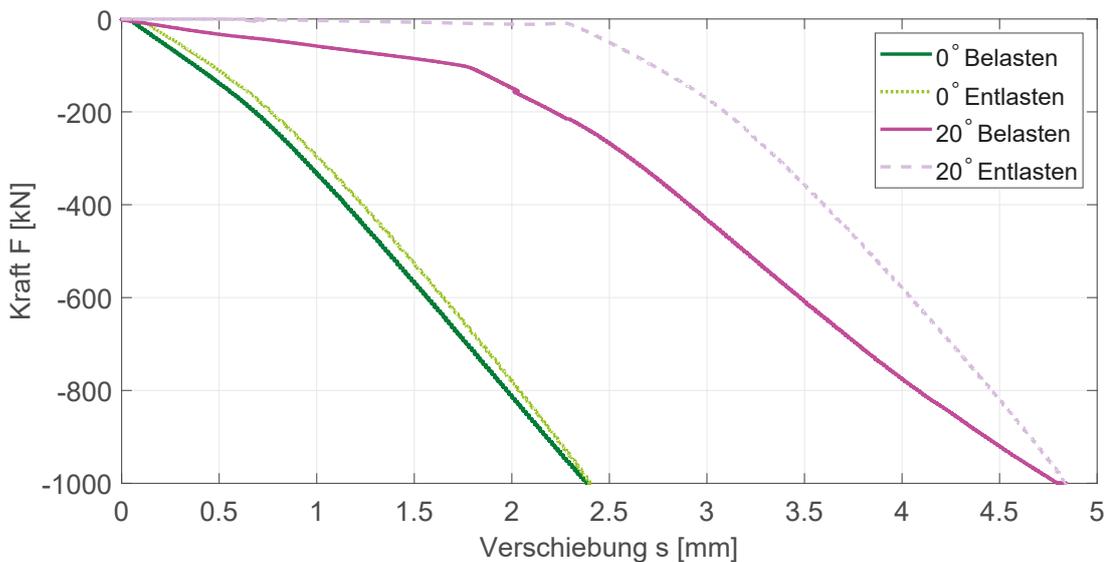


Abbildung 4.23.: Be- und Entlastungsvorgang anhand des Kolbenwegs bei  $\varphi = 0^\circ$  (Versuch 2.6.) und  $20^\circ$  (Versuch 1).

Bei den  $\varphi = 20^\circ$ -Druckversuchen wurden zusätzlich DMS angebracht (siehe Kap. 4.1.2). Die DMS 3 und 4 messen in Richtung X-Y  $90^\circ$ . Der DMS 3 wurde aufgrund des Drucks der Containerecke auf die Basis zerstört und die Messergebnisse konnten nicht ausgewertet werden. Die Abb. 4.24 zeigt die Auswertung der von-Mises Spannungen im DMS 1 und 2 (Rosetten DMS) in Abhängigkeit der Zeit. Der DMS 1 zeigt deutlich niedrigere Spannungen als DMS 2.

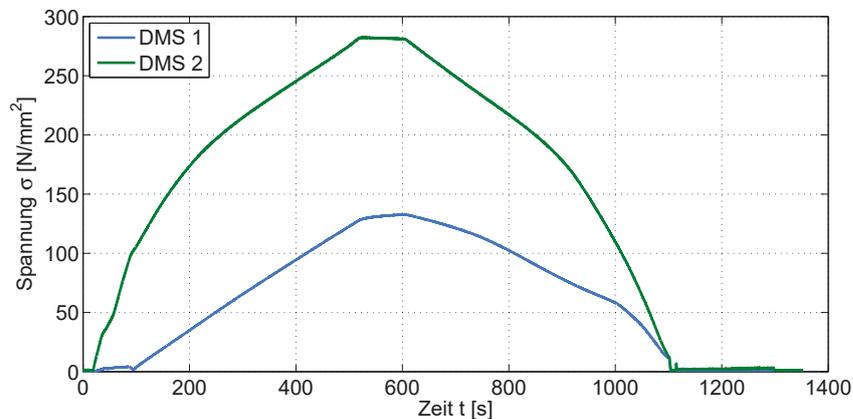


Abbildung 4.24.: Vergleichsspannung am DMS 1 und 2

Da die Fläche 2 mit DMS 2 bei dem  $20^\circ$  Versuch die untere ist (siehe Abb. 4.25), verkippt die Containerecke in diese Richtung und belastet die Fläche. In Abb. 4.22 ist zu sehen, dass der Wegaufnehmer W6 die geringste Verschiebung aufweist. Das bestätigt das Verkippen in Richtung W6, resultierend aus dem Rollwinkel. Abb. 4.26 zeigt die Hauptspannungen und -dehnungen, sowie die Spannungen und Dehnungen in x- und y-Richtung. Die Hauptspannungen des DMS 1 zeigt positive Spannungen in beide Richtungen, DMS 2 zeigt größere positive (SS1) und negative Spannungen (SS2). Die Spannungen der DMS in x- und y-Richtung zeigt positive Spannungen. Der DMS zeigt einen Wechsel zwischen positiven und negativen Spannungen.



Abbildung 4.25.: Wegaufnehmer und DMS 1 und 2 bei  $\varphi = 20^\circ$

Die Dehnungen zeigen eine ähnliche Tendenz. Die Hauptspannung enthält die Spannungen in x- und y-Richtung sowie die Schubspannung.  $\sigma_{1/2} = 0.5 \cdot (\sigma_x + \sigma_y) \pm 0.5 \cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}$ . Im Hauptspannungsraum lässt sich die Fließbedingung als Fläche darstellen, die alle Span-

nungszustände verbindet, bei denen Fließen auftritt. Die von-Mises-Fließbedingung nach der Gestaltänderungsenergie-Hypothese berechnet sich nach:  $\sigma_{v,M} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3 \cdot \tau_{xy}^2}$ . Die Gestaltänderungsenergie stimmt am besten mit Experimenten überein. [Gross et al.,] [Rust, 2016, S. 201] Dafür ist bei sprödem Materialien die Normalspannungshypothese zu bevorzugen. [Gross et al.,] In dieser Arbeit wird die von-Mises-Fließbedingung zur Auswertung verwendet.

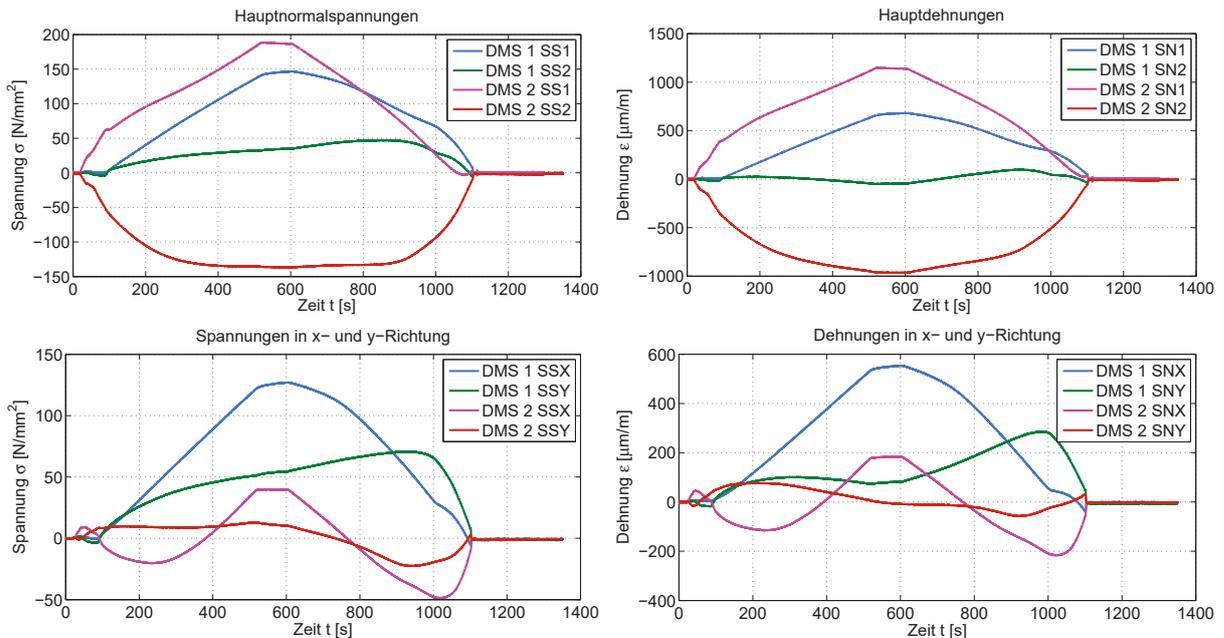


Abbildung 4.26.: Hauptspannungen (oben links), Spannungen in x- und y-Richtung (unten links), Hauptdehnungen (oben rechts) und Dehnungen in x- und y-Richtung (unten rechts)

## Betriebsfestigkeitsversuch

Drei Wechsellastversuche wurden bei einem Rollwinkel von  $0^\circ$  und einer mit  $20^\circ$  durchgeführt. Die Startdatei enthält den Anstieg der Kraft und die Wechsellast um die maximale Kraft von  $140 \pm 30\%$  (siehe Abb. 4.27 - Versuch 1). Die Messungen finden in der Startdatei alle 0.002 s statt. In der rechten Abbildung ist die Verschiebung in Abhängigkeit der Kolbenkraft zu sehen - sie wächst stetig an. Nach Erreichen der maximalen Last nach Kap. 3.2.3 schwingt die Verschiebung um diese Kraft. In der zweiten Datei - die Dauerdatei - werden alle 10 s die Maximal- und Minimalwerte gespeichert, sie beginnt mit dem Ende der Startdatei. Nach 37,000 Lastwechseln mit 0.5 Hz wird auf eine Belastung mit der Frequenz von 2.7 Hz erhöht. In Abb. 4.28 sind die Maximalwerte für die Kraft in Abhängigkeit von der Verschiebung und der Zeit dargestellt. Der Übergang von 0.5 Hz auf 2.7 Hz ist deutlich in den Abbildungen zu erkennen mit einem rapiden Abfall der Kraft, bevor eine Stabilisierung der Kraft eintritt. Durch das Erhöhen der Lastwechsel pro Sekunde wurde die Maximallast von ca. 182 kN nicht aufrecht gehalten - sie sinkt auf durchschnittlich 181.25 kN gut zu sehen in der rechten Abbildung. In Abb. 4.30 ist zu sehen, dass die Verschiebung zuerst stark ansteigt, um dann zu stagnieren, bis der Twistlock am Ende nachgibt und reißt. Das bedeutet, dass die sprunghafte Erhöhung der Verschiebung in

Abb. 4.28 und das Absinken der Kraft direkt vor dem Reißen des Twistlocks geschieht. Außerdem ist erkennbar, dass die Wegaufnehmer eine deutlich geringere Verschiebung verzeichnen als der gemessene Kolbenweg.

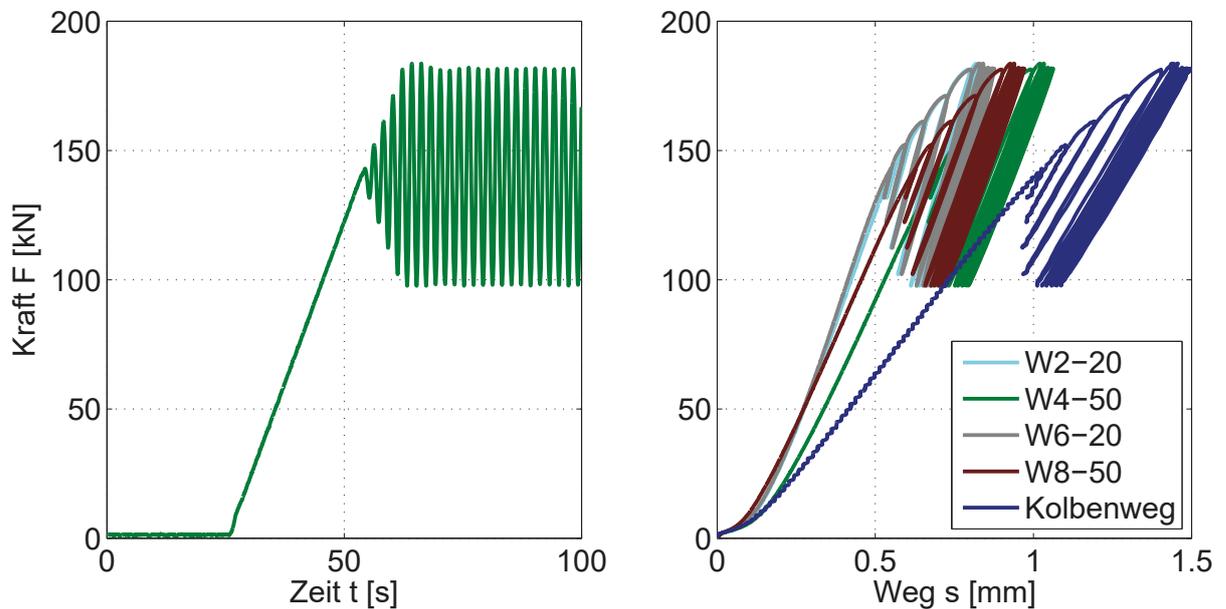


Abbildung 4.27.: Kraft-Zeit- und Kraft-Verschiebungs-Diagramm der Startdatei

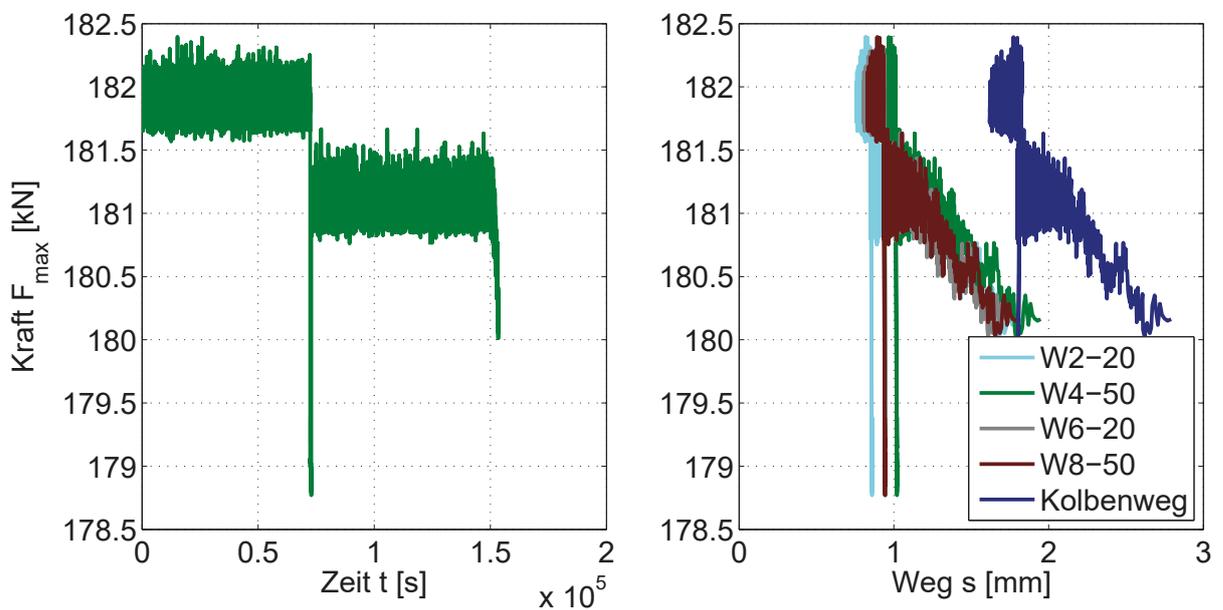


Abbildung 4.28.: Kraft-Zeit- und Kraft-Verschiebungs-Diagramm der Dauerdatei

Abb. 4.29 zeigt die drei Rissflächen der Versuche 1, 3 und 4. Alle drei Twistlocks sind am Übergang zwischen Schaft und Auflagerfläche gerissen. Alle drei zeigen Schwingungsbrüche durch die wiederholte Beanspruchung des Twistlock-Schaftes. Bei DV 3 ist auf beiden Seiten ein Anriss zu erkennen, der Riss wächst weiter durch eine hohe schwingende Belastung, das führt

zu einer Dauerbruchfläche. Wenn der Restquerschnitt des Werkstücks die Belastung nicht aushält, entsteht ein Restbruch (hier mittig zu sehen). Die beiden anderen Querschnitte weisen einen einseitigen Anriss auf, der aus einer asymmetrischen Verkipfung resultiert.



Abbildung 4.29.: Ansicht auf die Rissfläche des Twistlocks der Dauerversuche DV 1, 3 und 4

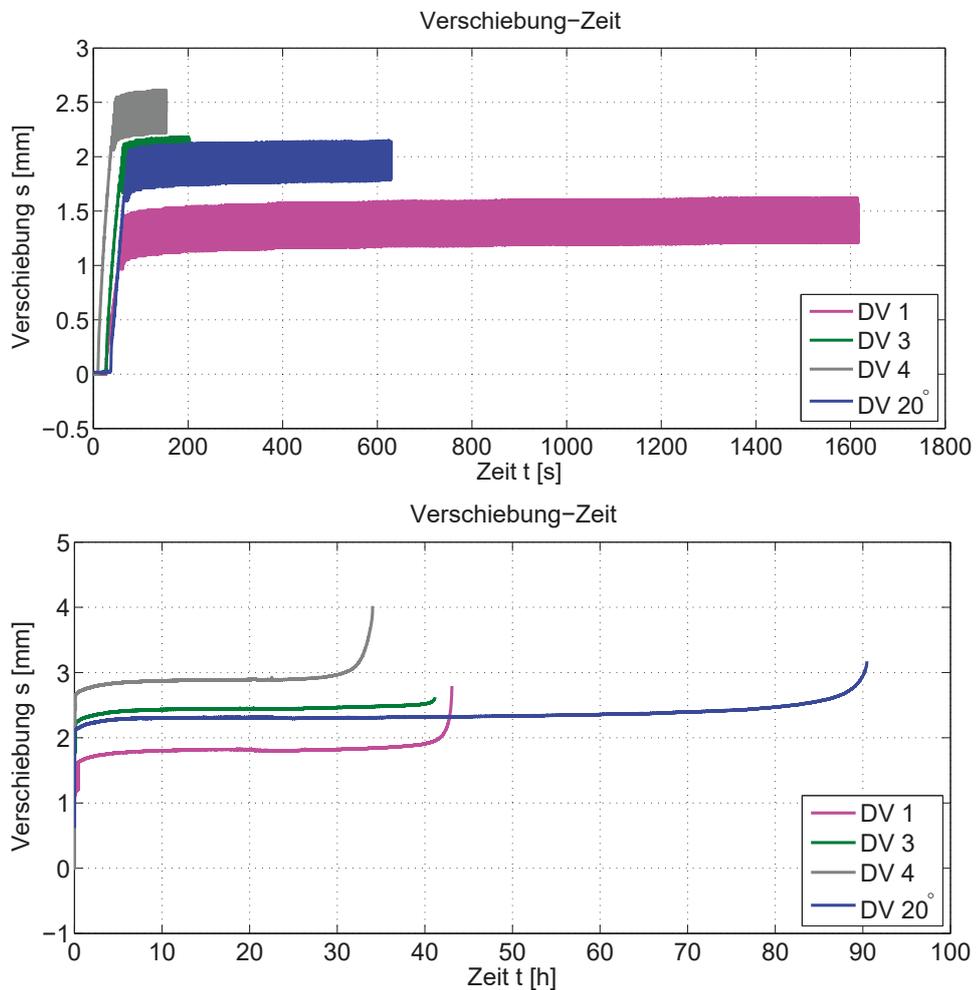


Abbildung 4.30.: Vergleich aller Startdateien (oben) und Dauerdateien (unten) der Betriebsfestigkeitsversuche in Abhängigkeit der Verschiebung über die Zeit

Die Abb. 4.30 zeigen den Vergleich der Verschiebungen in Abhängigkeit von der Zeit für die Rollwinkel 0° und 20° in der Startdatei (oben) und der Dauerdatei (unten). Als Vergleich der Verschiebungen wird nur der Kolbenweg genutzt. Gebrochen ist der Twistlock am Übergang

Zwischen Schaft und Kopf, als Gewaltbruch aber durch die schwingende Dauerbelastung entstand ein Riss an der Soll-Bruch-Stelle (Übergang Schaft-Aufweitung). Abb. 4.32 zeigt den beginnenden Riss des Dauerbruchs am DV 2 an der Aufweitung. Die durchschnittlichen Verschiebungen liegen zwischen 1.75 - 2.85 mm für die vier Dauerversuche. Deutlich erkennbar ist, dass der DV 2 bei einem Rollwinkel von  $20^\circ$  doppelt so viele Lastwechsel aushält wie die Dauerversuche bei Rollwinkel von  $0^\circ$ . Das liegt am Verkeilen der Containerecke am Twistlock Kopf. Der Bruch an diesem Twistlock unterscheidet sich auch von den Brüchen bei dem Rollwinkel  $\varphi = 0^\circ$  - er bricht am Twistlock Kopf. In Abb. 4.31 ist eine Rissprüfung des Twistlock Schafts bei  $\varphi = 20^\circ$  durchgeführt worden und zeigt einen deutlichen Anriss an der Aufweitung des Twistlock Schaftes. Der Riss ist an der gleichen Stelle zu finden, an denen auch die Twistlocks bei dem Dauerfestigkeitsversuch 1, 3 und 4 gerissen sind (siehe Abb. 4.29 und 4.32 (links)).



Abbildung 4.31.: Rissprüfung des Twistlock Kopfes nach Betriebsfestigkeitsversuch 2 mit  $\varphi = 20^\circ$

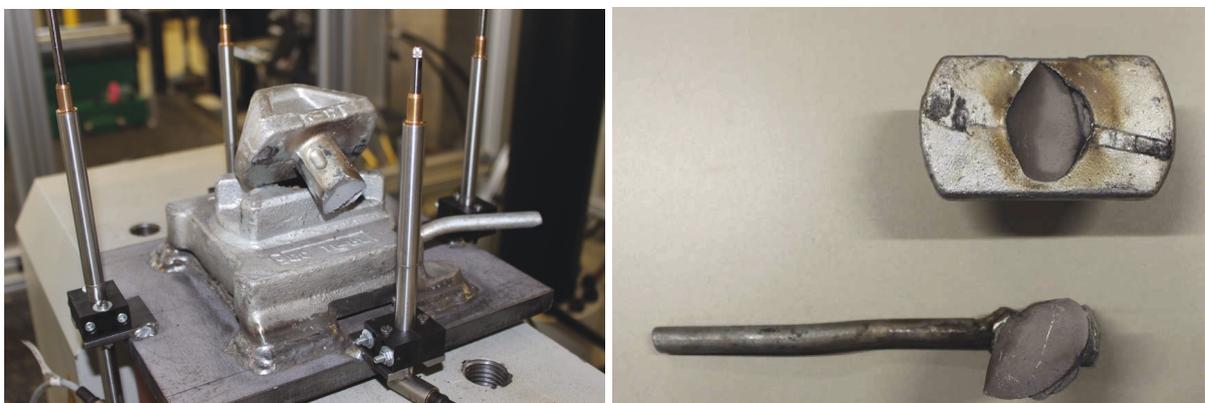


Abbildung 4.32.: Dauerbruch 1 (links) und Bruch (rechts) des Betriebsfestigkeitsversuch 2 mit  $\varphi = 20^\circ$

## 4.2. Simulation des lokalen Twistlock-Systems

In diesem Kapitel wird der Aufbau des lokalen Twistlock-Systems, inkl. der Randbedingungen in den Simulationen, sowie die Ergebnisse verglichen mit den Versuchsergebnissen dargestellt und analysiert. Mit den lokalen Simulationen und Versuchen wird das globale System validiert. Die Grundlage der Simulationen bildet die Netzkonvergenzstudie, welche in Anh. C zu finden ist.

### 4.2.1. Modellaufbau

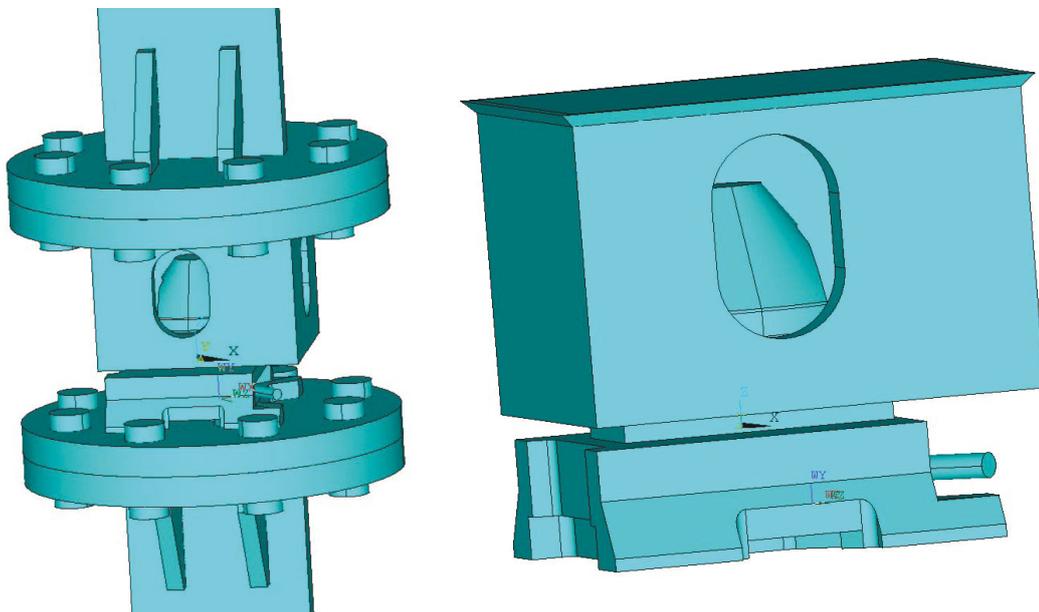


Abbildung 4.33.: Vergleich des lokalen Modells mit (links) und ohne Hilfskonstruktion (rechts)

Der Aufbau des lokalen Modells basiert auf dem Versuchsaufbau im Schwerlast-Bauteil-Prüfsystem - siehe Kap. 4.1.1. Die Hilfskonstruktion dient auch hier zur Lagerung unten und dem Anbringen der Kräfte oben. Da in den Zugversuchen die Wegaufnehmer zur Auswertung verwendet wurden, liegt die Idee nahe nur das lokale Modell ohne Hilfskonstruktion zu simulieren, indem die Schweißnähte an der Containerecke belastet werden und die untere Fläche der Twistlock Basis als Lager verwendet wird (siehe Abb. 4.33). Diese Simulation ist für eine ausreichend genaue Auswertung, samt Vergleich mit den Versuchsdaten, nicht ausreichend, da das Verkippen der Containerecke außer Acht gelassen wird und die Steifigkeit der Hilfskonstruktion vernachlässigt wird. Abb. 4.34 zeigt den Vergleich der Kraft-Weg-Kurve mit und ohne Hilfskonstruktion. Der Unterschied zwischen den Kurven ist deutlich erkennbar. Zum einen wird bei dem Modell ohne Hilfskonstruktion kein Kippen verursacht, weshalb nur eine Kurve statt vier Wegaufnehmer Kurven zu sehen ist und das System ist deutlich steifer als das Modell mit Hilfskonstruktion. Die Aussagekraft der maximalen Kraft ist mit dem einfachen Modell möglich, aber die korrekte Steifigkeit im linear-elastischen Bereich spielt bei der spä-

teren Auswertung und dem Vergleich mit dem Versuch eine große Rolle. Daher wird in der späteren Simulation immer die Hilfskonstruktion mit betrachtet.

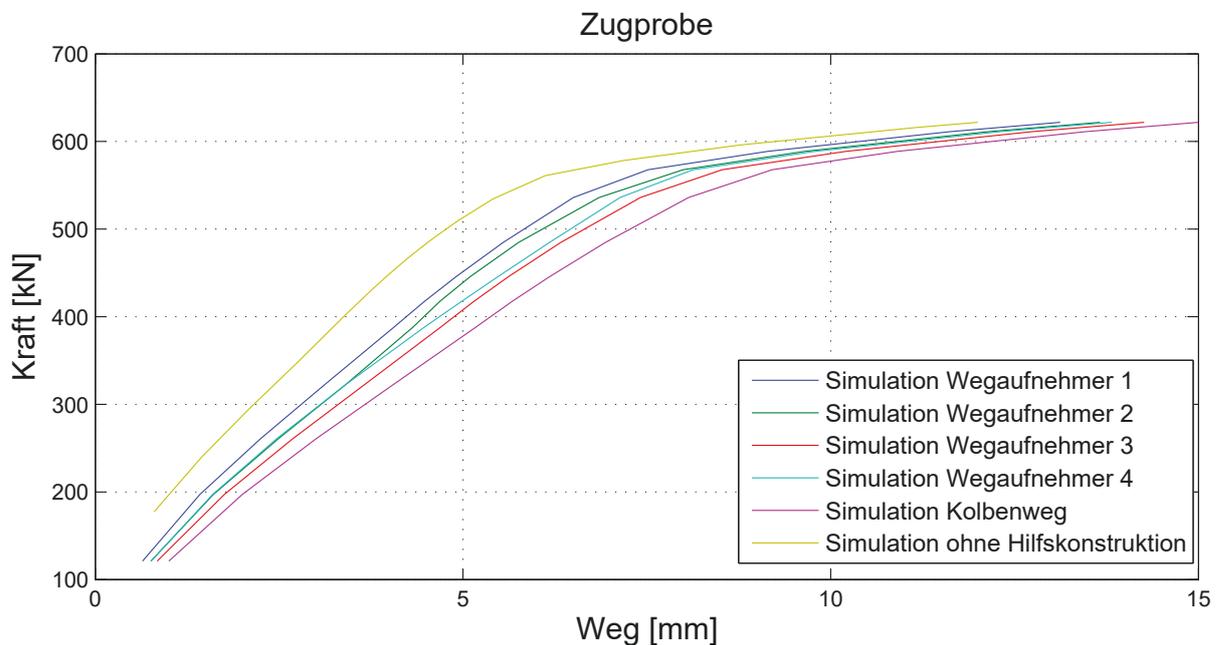


Abbildung 4.34.: Vergleich zwischen lokalem Modell mit und ohne Hilfskonstruktion

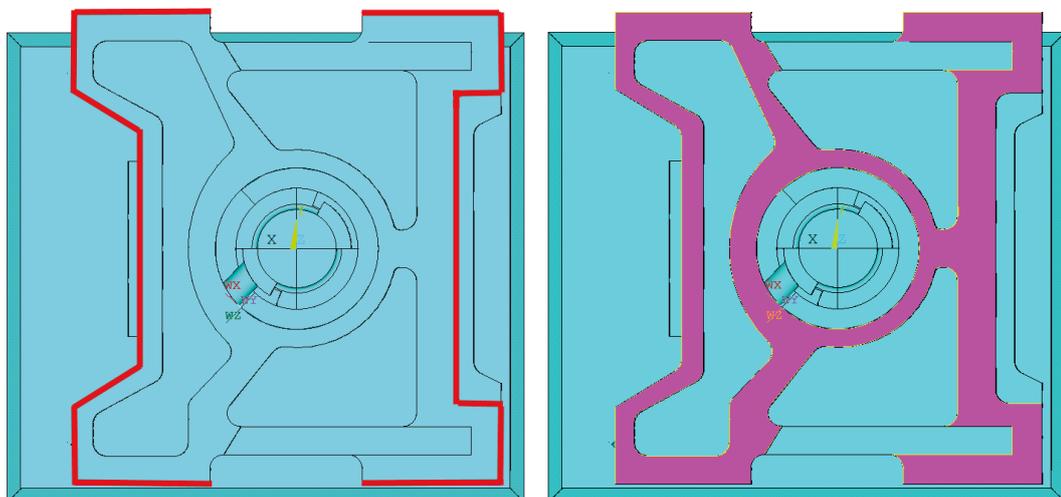


Abbildung 4.35.: Vergleich der Auflager des lokalen Modells mit Linienlagerung (links) und Flächenlagerung (rechts); Ansicht von unten

In den Simulationen ist die Twistlock Basis mit einem Flansch verbunden über den Kontakt „Verbund“. Die Verbindung wurde nicht mit einer separaten Schweißnaht versehen, da hier davon ausgegangen wurde, dass die Fläche der Schweißnaht gleich der Auflagerfläche ist. Um einen eventuellen Einfluss auszuschließen wurde das lokale Modell ohne Hilfskonstruktion zum einen an den äußeren Linien der unteren Basisfläche und zum Vergleich an der unteren

Gesamtfläche gelagert - siehe Abb. 4.35. Der Vergleich der Kraft-Weg-Kurve - siehe Abb. 4.36 - zeigt, dass kein Unterschied bei den verschiedenen Lagerungen entsteht, weshalb vereinfacht die Basisfläche als Verbundkontakt angesehen wird. Ein Aufbiegen der Twistlock Basis wird nicht beobachtet, wenn die äußeren Linien gelagert sind.

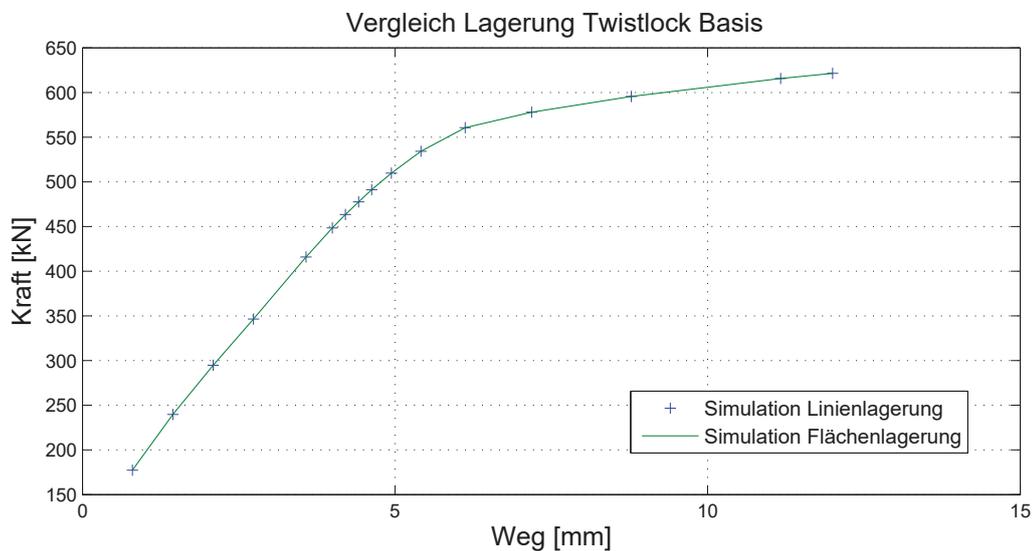


Abbildung 4.36.: Vergleich der Lagerung der Basis beim lokalen Modell - Linienlagerung (gleich Schweißnaht) vers. Flächenlagerung

Die geometrischen Daten der Modelle sind den DIN entnommen, (siehe Kap. 2.2.1), bzw. am Objekt gemessen. Dabei ist zu beachten, dass einige Radien weggelassen wurden. Unterschiede zu den Simulationsergebnissen der Twistlock Geometrie mit allen Radien zu der jetzigen sind vernachlässigbar klein [Gronefeld, 2017].

Die Kontakte sind für die Druck- und Zugsimulationen im lokalen Twistlockbereich (CE und Twislock) die Gleichen. Der Kontaktsteifigkeitsfaktor liegt bei 0.05 (FKN - Normal penalty stiffness factor). Die Augmented Lagrange Methode (siehe Kap. 2.4.1) wird automatisch genutzt. Die Flansche sind mit den Schrauben aneinander festgemacht. Die Schrauben halten zum einen über Reibung (an den Schraubenschäften) aber auch über „Verbund“ am Schraubenkopf und an der Mutter zusammen - mit einem Steifigkeitsfaktor von 0.08. Alle anderen Kontakte basieren auf „Verbund“ mit einem Steifigkeitsfaktor von 0.1. Die Reibungskoeffizienten sind entsprechend der Raumtemperatur mit  $\mu = 0.2$  an allen reibungsbehafteten Kontakten gewählt. Um die Berechnungen durchzuführen, wird die unterste Fläche des Modells fest gelagert und an der obersten Fläche eine Verschiebung aufgetragen. Für die Druck- und Zugsimulationen werden zwei ähnliche Modelle erstellt (siehe Abb. 4.37). Die Unterschiede liegen zum Teil in den Einspannvorrichtungen und den Flächen, an denen die Randbedingungen wirken. Im Druckversuch liegt die Containerecke auf der Twistlock Basis auf, beim Zugversuch ist sie vorgespannt und liegt 10 mm über der Basis - ansonsten ist die Konstruktion identisch (siehe Abb. 4.38). Die Kontakte der Hilfskonstruktion sind bei dem Druckversuch angepasst, d.h. die beiden runden Flansche (oben wie auch unten) sind miteinander per „bonded always“ verbunden. Beim Zugversuch wird dieser Kontakt als reibungsbehaftet definiert, da ein Aufbiegen sonst nicht möglich wäre. Die Schraubenköpfe sind bei dem Zugversuch mit den Flanschen per „bonded always“ verbunden, bei dem Druckversuch hingegen nicht.

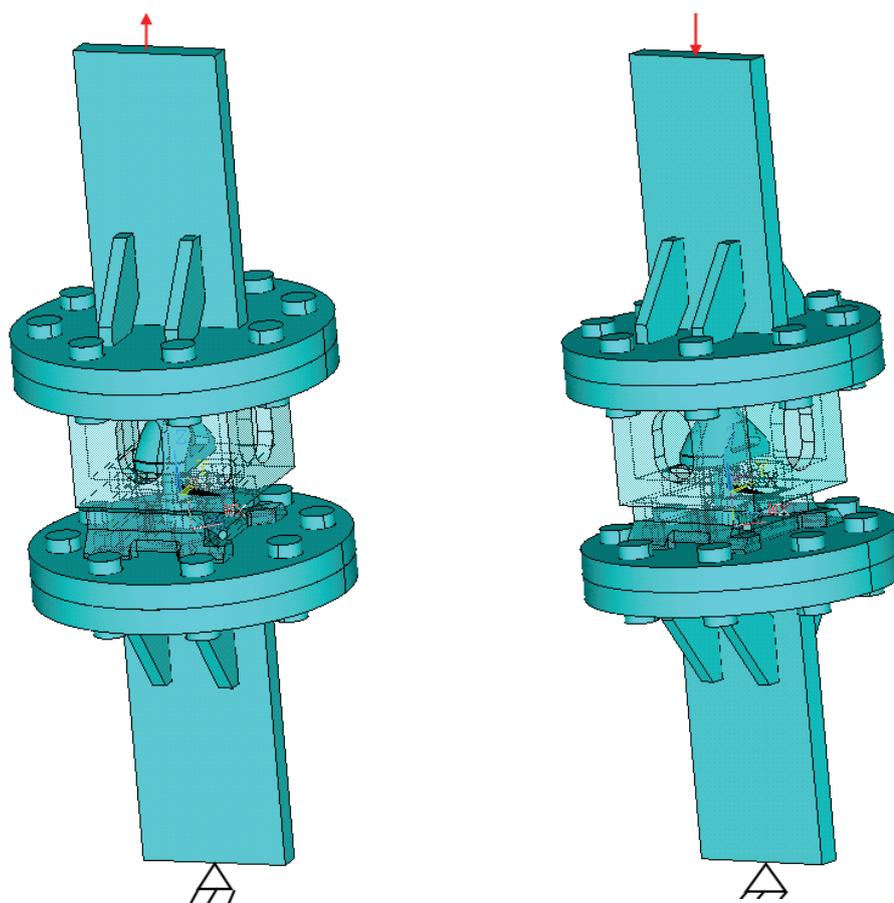


Abbildung 4.37.: Randbedingungen der Zug- und Drucksimulation: die unterste Fläche wird fest gelagert und die oberste Fläche entweder gezogen oder gedrückt.

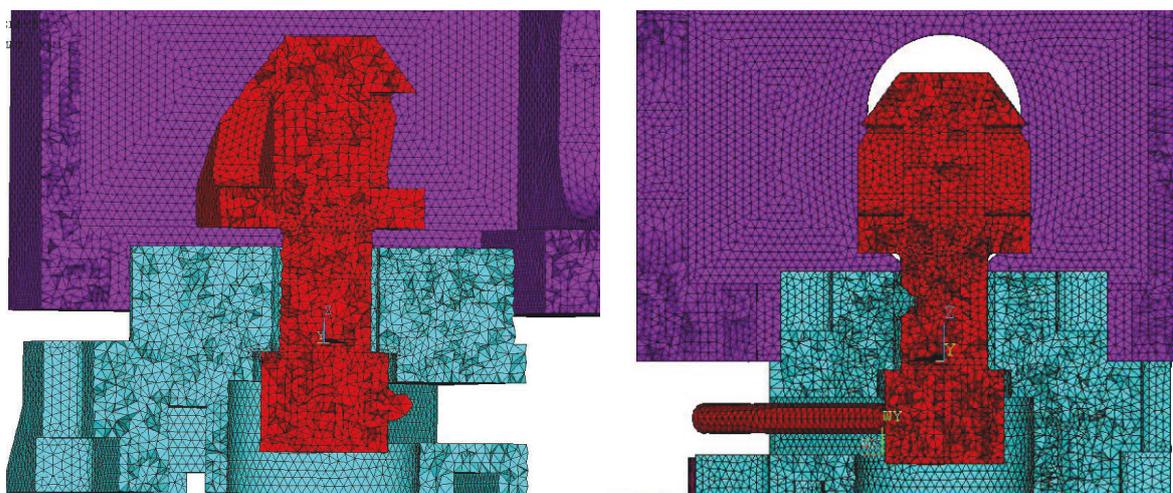


Abbildung 4.38.: Schnittansicht der Zug- (links) und Drucksimulationen (rechts)

Bei der Vernetzung wird das Modell in verschiedene Gruppen unterteilt: Die Baugruppe, die Schweißnaht und die Schrauben werden mit einer Elementkantenlänge von 3 mm vernetzt, die Bleche und Steifen haben eine Elementkantenlänge von 6 mm. Die Kontaktfläche zwischen Twistlock Basis und Kopf wird verfeinert, da dort die höchsten Spannungen auftreten und größten Verformungen stattfinden (siehe Abb. 4.39).

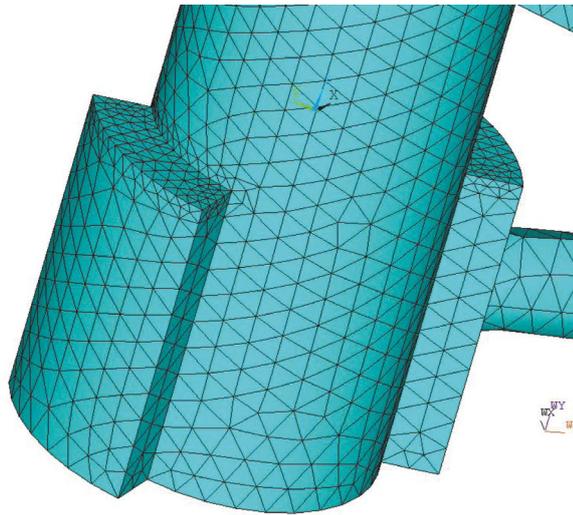


Abbildung 4.39.: Vernetzung der Auflagerfläche am Twistlock Kopf und die Netzverfeinerung

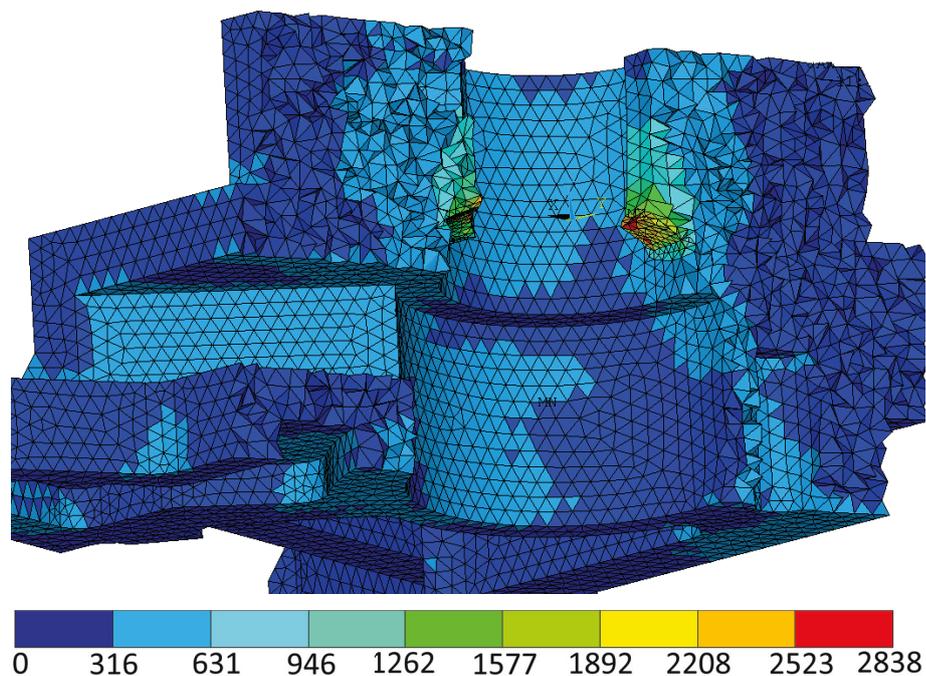


Abbildung 4.40.: Elementspannung von-Mises in  $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$  bei einer Vernetzung mit 3 mm

Bauteil	$R_{p0.2} [\frac{N}{mm^2}]$	$E [GPa]$	Tangentenmodul
TW Bremen Basis	551	203	3000
TW Bremen Cone Hersteller	861	210	1400
CE Bowmann	336	200	1400
Schweißnaht	336	200	1400
Bleche	240	212	1400

Tabelle 4.5.: Materialkenndaten für die lokale Simulation bei Raumtemperatur

In der Netzkonvergenzstudie (siehe Kap. C) werden die unterschiedlichen Vernetzungsgrößen sowie die Spannungssingularitäten am Modell für den Zugversuch dargestellt. Abb. 4.40 zeigt das Basis Modell mit der gewählten Elementanzahl von 3 mm in der Elementspannung nach von-Mises. Hier treten an der Auflagerfläche des Twistlocks maximale Spannungen auf. Diese Spannungen sind genauso wie die Spannungen am Twistlock Kopf sehr hoch und entsprechen nicht der Zugfestigkeit, da hier ein bilineares Modell gewählt wurde und die Spannungen immer weiter ansteigen. Hier liegt eine Singularität aufgrund der scharfen Kanten vor. Aufgrund der guten Spannungsergebnisse und des relativ geringen Rechenaufwands wird die Elementkantenlänge 3 mm für alle weiteren Simulationen gewählt. Die Materialdaten für die lokale Simulation sind in Tab. 4.5 dargestellt und bilden die Grundlage für das bilineare Materialmodell in ANSYS (siehe Kap. 2.4.3).

#### 4.2.2. Simulationsauswertung

Bei der Auswertung der numerischen Simulation wird unterschieden zwischen der Zug- und der Drucksimulation. Vor allem der Kraft-Verschiebungs-Verlauf wird für den Vergleich der Simulation mit dem Versuch herangezogen.

#### Ergebnisse des Zugversuchs

Bei dem Zugversuch wird das gesamte System gezogen und anschließend die Kraft-Verschiebungs-Kurve ausgewertet um einen Vergleich zwischen dem Versuch (siehe Kap. 4.1.3) und der Simulation zu erhalten. Abb. 4.41 zeigt diesen Vergleich in Bezug auf Kolbenweg und Wegaufnehmer. Die Differenzen sind deutlich sichtbar: die Simulationsergebnisse sind weniger steil als die Versuchsergebnisse und die Wegaufnehmer verhalten sich nicht gleich im Versuch und Simulation. Aber genauso wie die Unterschiede sind die Ähnlichkeiten feststellbar: der Verlauf ähnelt sich sehr und vor allem das Verhalten der Kurve im Bereich der Zugfestigkeit ist gleich. Die Kraft wird in der Simulation als Summe aller Knotenkräfte in z-Richtung berechnet und die Verschiebungen sind die Differenzen der Wegaufnehmer am unteren und oberen Flansch direkt am Twistlock-System. Sie liegen im Versuch und in der Simulation an den gleichen Positionen. Ohne die Kontaktpassungen des Modells (siehe Kap. 4.2.1) wäre das Kraft-Verschiebungs-Diagramm für die Simulation verglichen mit dem Versuch zu steil. Begründet auf den Materialeigenschaften des Gussmaterials und der schlechten Messbarkeit der Abmessungen der experimentellen Modells (Konstruktionszeichnungen existieren nicht). Der Einfluss der Radien wurde simuliert und hat einen minimalen Einfluss auf das Kraft-Verschiebungs-

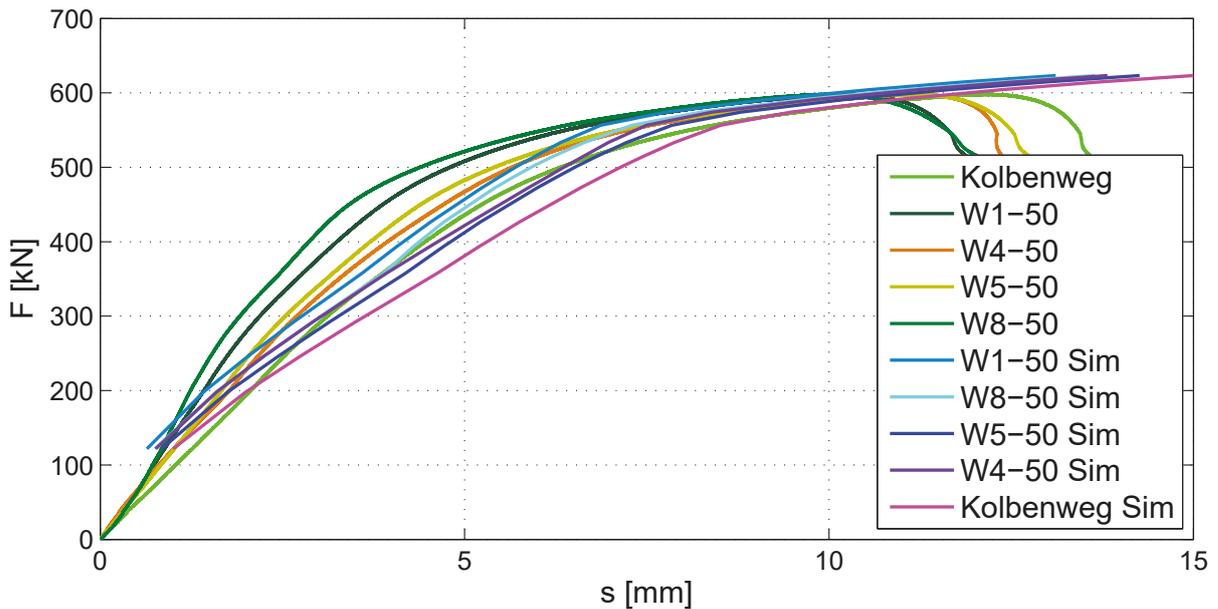


Abbildung 4.41.: Kraft-Weg-Diagramm für Zugversuch des Bremer Twistlocks im Vergleich mit Versuchsdaten vom 04.04.2017 [Kistner et al., 2018]

Diagramm [Gronefeld, 2017]. Mit den Kontaktkorrekturen korreliert das Kraft-Verschiebungs-Diagramm. Die Wegaufnehmer zeigen eine Verkippung des Systems zur entgegengesetzten Seite des Hebels: die Verschiebung steigt an der Hebelseite mehr an (Wegaufnehmer W4 und W5:  $W4 > W5$ ) Die entgegengesetzte Seite mit W1 und W8 steigt langsamer an ( $W1 > W8$ ). Die Simulation zeigt die gleiche Verkippung des Systems aber das Ansteigen der Verschiebung der Wegaufnehmer ist umgekehrt:  $W5 > W4$  and  $W8 > W1$ . Die Verkippung ist kleiner in der Simulation als im Versuch aufgrund der verschiedenen Verschiebungsaufnahmepunkte. Der Kurventrend der Streckgrenze und der Zugfestigkeit ebenso wie das Tangentenmodul ist sehr ähnlich den Versuchsergebnissen.

Abb. 4.42 zeigt den Twistlock Schaft nach dem Versuch und einen Schnitt durch den Schaft aus der Simulation. Die Aufweitung sind abgesichert und der Twistlock bricht an der Verbindung Schaft-Aufweitung. Die Verschiebungen werden als Elementansicht der Maximalspannung an der Kontaktfläche zwischen Basis und Kopf dargestellt. Die Ausbuchtungen des Twistlock Schaftes werden herunter gedrückt und die der Basis aufgedrückt. In Abb. 4.44 sind drei verschiedene Schritte der Simulation nach der von-Mises Spannung dargestellt (Schritt 1, 8 und 13 mit den Verschiebungen von 0.55 mm, 5.4 mm und 12.8 mm am Twistlock Kopf - siehe Abb. 4.43). Mit ansteigender Zugbelastung verteilt sich die Spannung von den Aufweitungen zum Schaft des Twistlock Kopfes. Die maximale Spannung liegt am Übergang zwischen der Aufweitung und dem Schaft. Dort sind keine Radien modelliert, damit ist die Größenordnung der Spannung unrealistisch und basiert auf der vorhandenen Singularität. Die Region der maximalen Spannung hingegen ist realistisch und wird zur Validierung des Modells herangezogen. Auch die Flanken der Aufweitungen stehen unter Spannung - nicht nur die Verbindung zwischen Schaft und Aufweitung. In dem Versuch bricht dieser Bereich und ist somit auch am höchsten belastet. Im Vergleich der Simulation (links) und des Betriebsfestigkeitsversuchs inkl. Zugbelastung (rechts) in Abb. 4.45 zeigt sich der gleiche Belastungspunkt, an dem Risse entstehen. Beim Betriebsfestigkeitsversuch hingegen scherrt der Schaft horizontal ab (siehe Abb. 4.32 links), wohingegen beim Zugversuch eine vertikale Abscherrung geschieht aufgrund der Be-

lastungsunterschiede. Die Größe der Verschiebung ist im Vergleich zur Spannung auswertbar und realistisch.

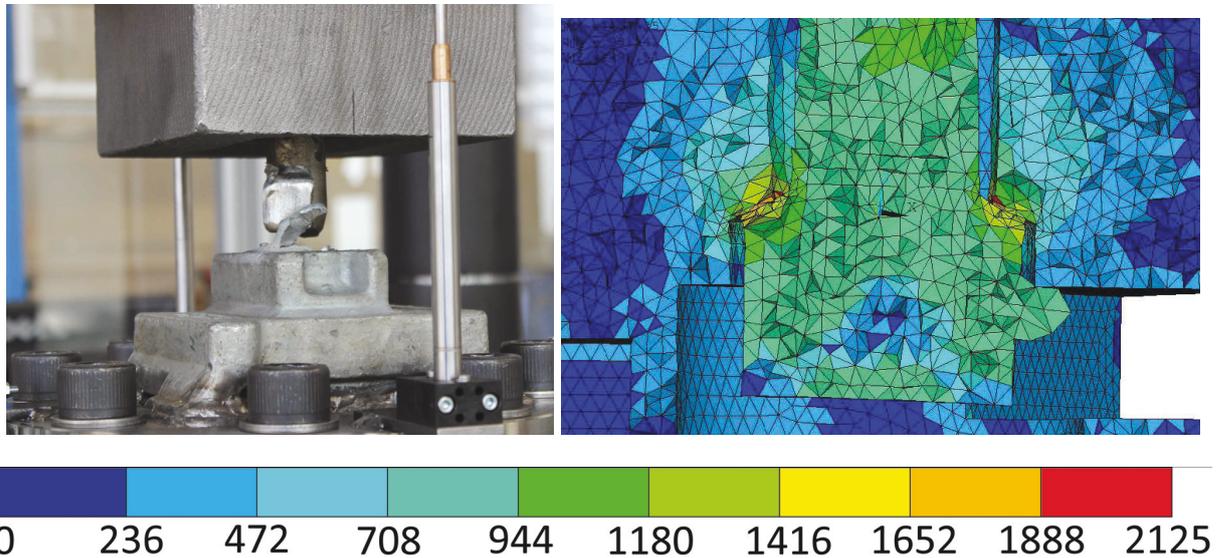


Abbildung 4.42.: Twistlock Kopf nach dem Zugversuch und als Schnitt durch die Elementansicht nach von-Mises in  $\left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right]$  der Simulationsergebnisse [Kistner et al., 2018]

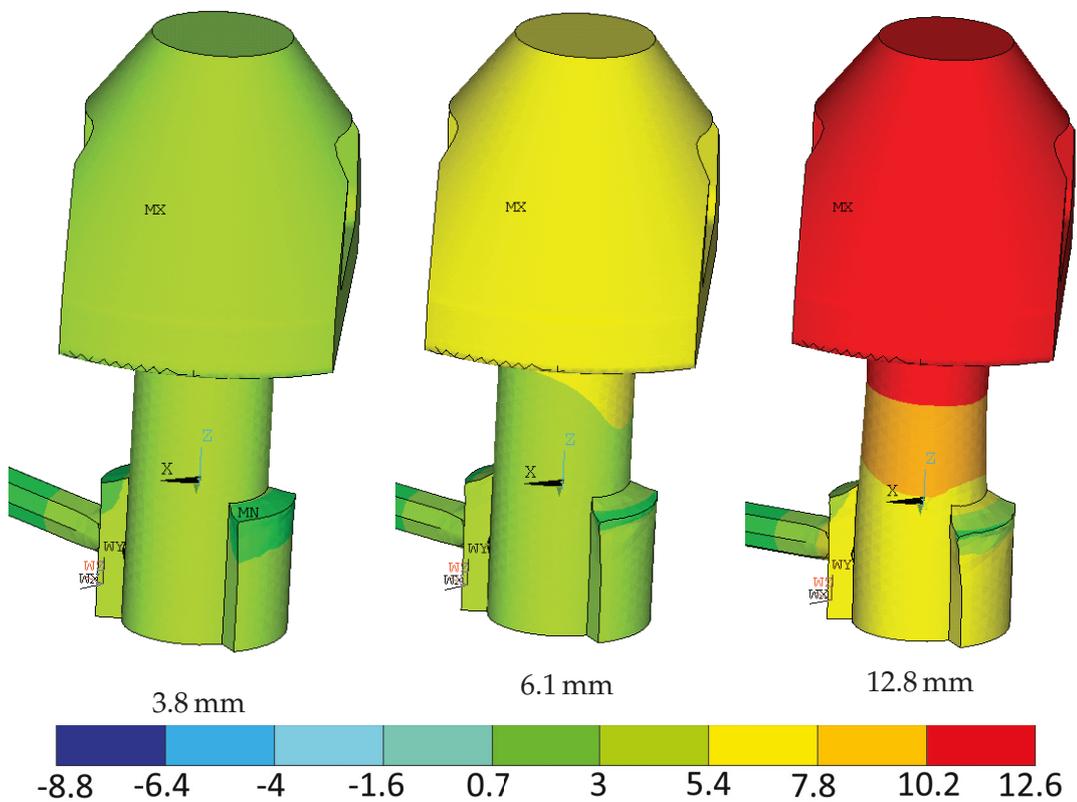


Abbildung 4.43.: Vergleich der verschiedenen Schritte des Zugversuchs mit den entsprechenden Verschiebungen in [mm] in z-Richtung

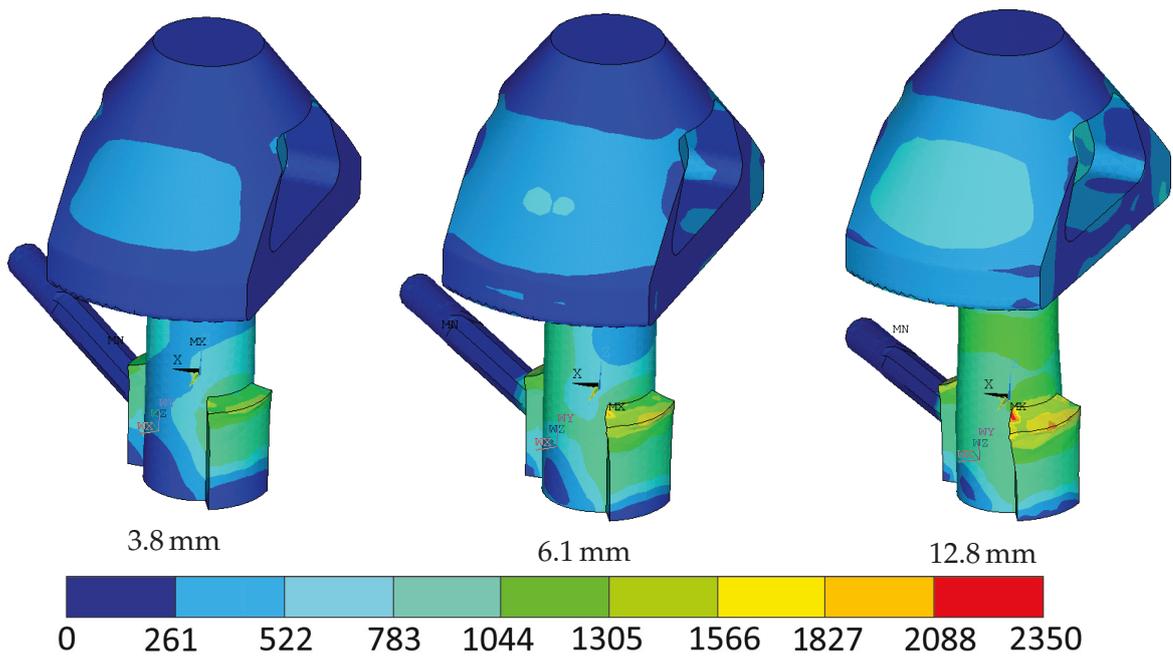


Abbildung 4.44.: Vergleich der verschiedenen Schritte des Zugversuchs mit den entsprechenden Spannungsverteilungen in  $\left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right]$  [Kistner et al., 2018]

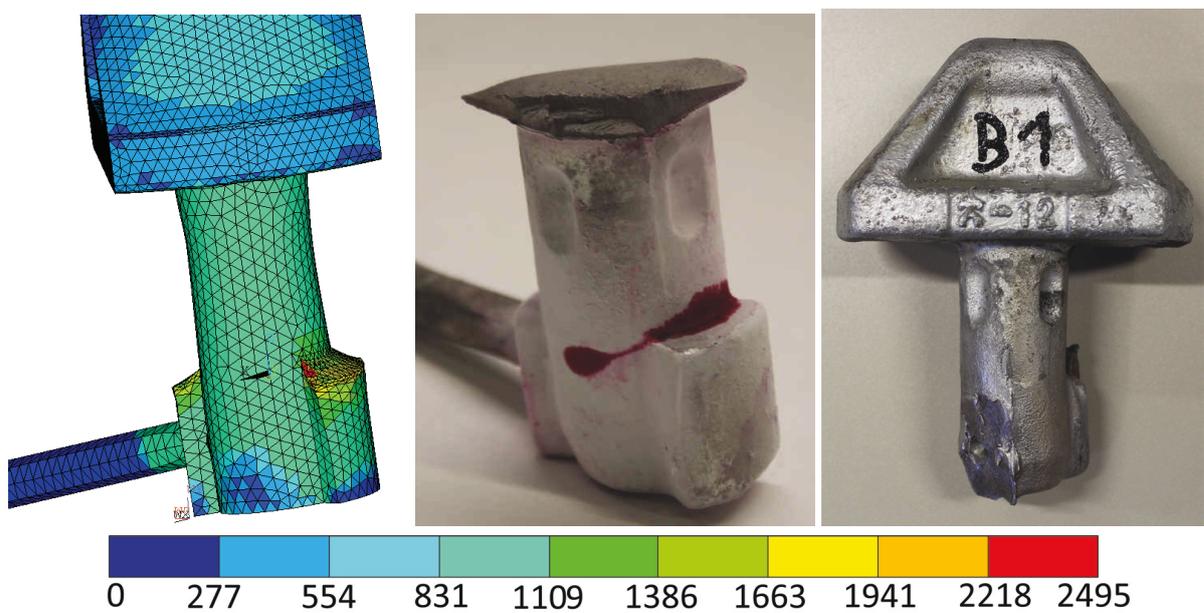


Abbildung 4.45.: Vergleich der Belastung in der Simulation in  $\left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right]$  und im Dauerfestigkeitsversuch [Kistner et al., 2018]

**Ergebnisse der Druckversuche**

Abb. 4.46) zeigt die Ergebnisse der Kraft-Verschiebungs-Kurve für die Wegaufnahme der Versuche im Vergleich mit den Simulationsergebnissen. Der Kolbenweg wurde hier nicht weiter ausgewertet aufgrund der nicht genauen Lage des Kraftangriffpunktes im Versuch bei den Spannbacken.

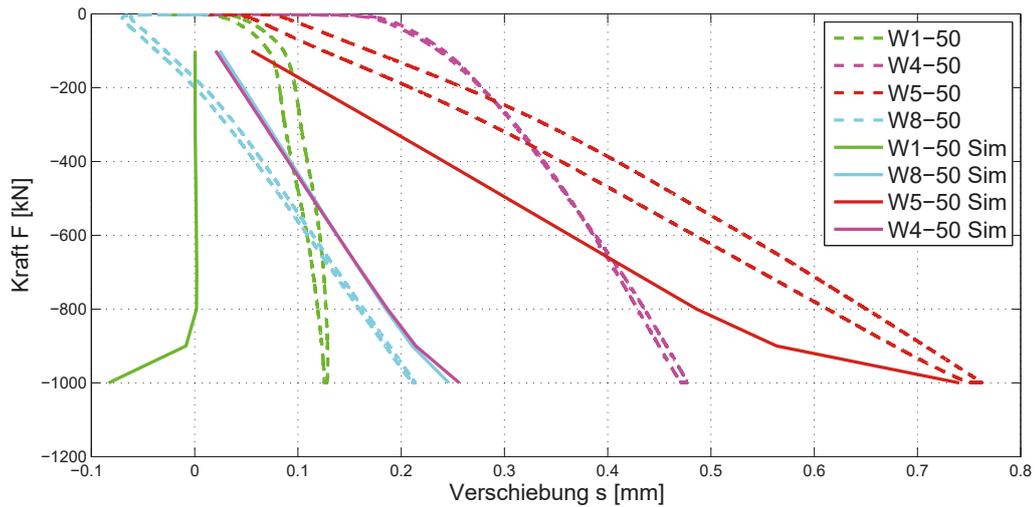


Abbildung 4.46.: Vergleich der Kraft-Verschiebungs-Kurve bei  $\varphi = 0^\circ$  für den Versuch und das Experiment. [Kistner et al., 2018]

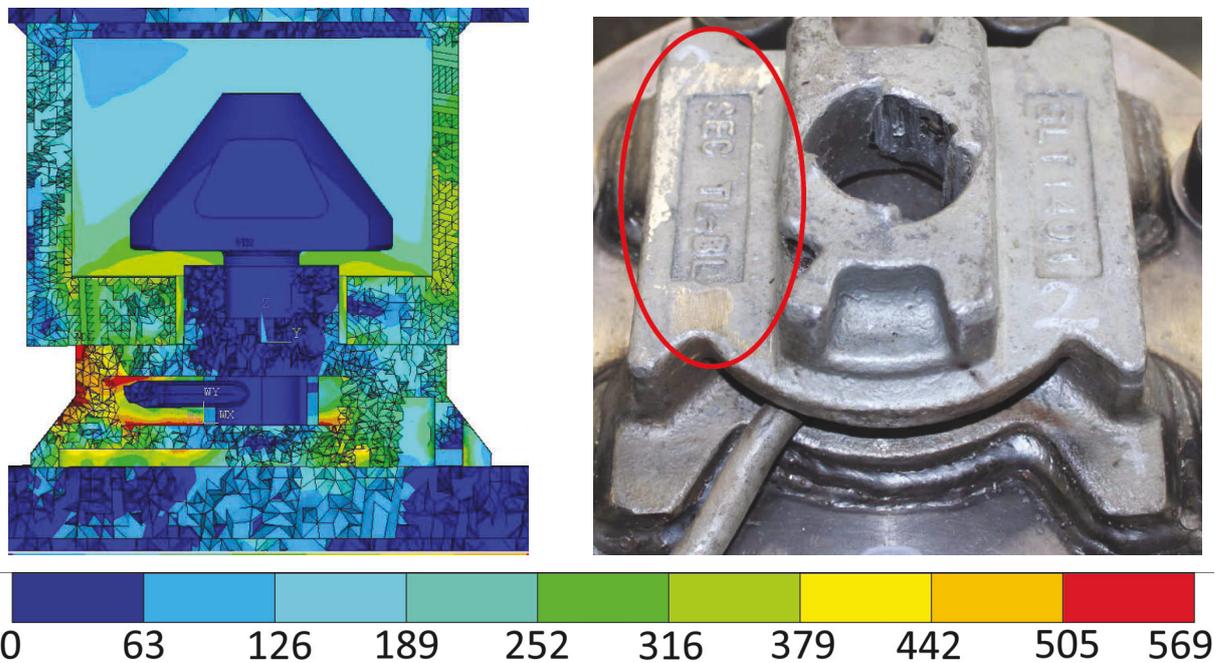


Abbildung 4.47.: Simulationsergebnisse in  $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$  (links) und die unlegierte Druckfläche nach dem Druckversuch (rechts) [Kistner et al., 2018]

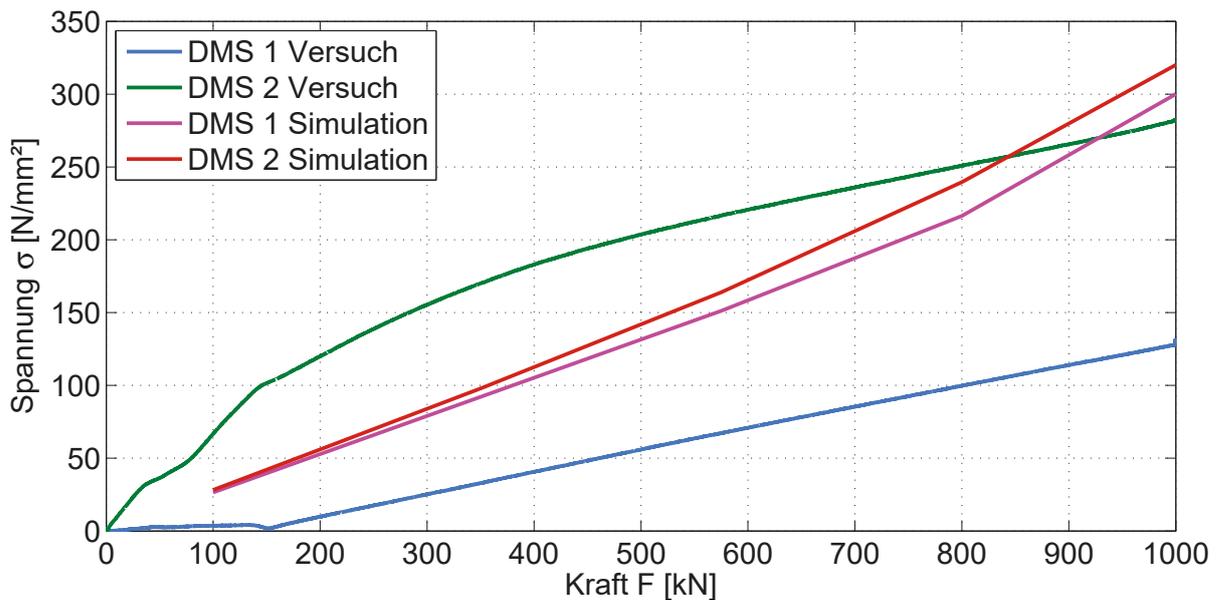


Abbildung 4.48.: Vergleichsspannung im Druckversuch und in der Simulation

Der Anstieg der Kurven ist in den Versuchen steiler aufgrund der Unebenheiten des Bauteils, die im Versuch weggedrückt werden und zu einer höheren Verschiebung führen als im FEM Modell. Außerdem wird das Kippen des Bauteils im Versuch durch die Simulation nicht exakt dargestellt: in der Simulation liegt die maximale Verschiebung des Systems in Richtung W5 und im Versuch in Richtung W8. Diese Differenz liegt an einem nicht mittigen Einspannen beim Versuch. Diese Differenz beim Verkippen ist aber vertretbar, da das Verkippen trotzdem in Richtung W8-W5 bzw. W5-W8 geht - die Richtung des Verkippens stimmt, aber die maximale Verschiebung ist leicht verschoben. Durch diese Differenz der Verkipprichtung sind auch die Verschiebungen der Wegaufnehmer W1 und W4 vertauscht. Daher zeigt der Wegaufnehmer W1-50 in der Simulation, bzw. W4-50 im Versuch einen negativen Anstieg der Verschiebung. Abb. 4.47 zeigt die Simulationsergebnisse beim Druckversuch in einer Schnittansicht. Rechts ist die Basis nach dem Druckversuch zu sehen - rot eingekreist sind die Druckspuren an der Oberfläche. Beim Vergleich der beiden zeigt sich ein Verschieben auf die linke Auflagefläche der Basis, das entspricht auch den Ergebnissen der Wegaufnehmer.

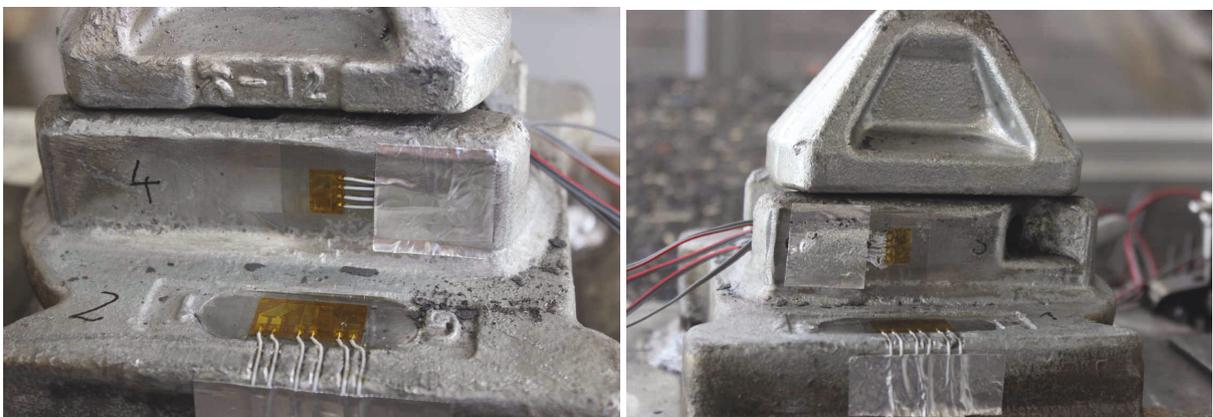


Abbildung 4.49.: DMS 2 & 4 (links) und die DMS 1 & 3 (rechts) - DMS 3 wurde zerstört

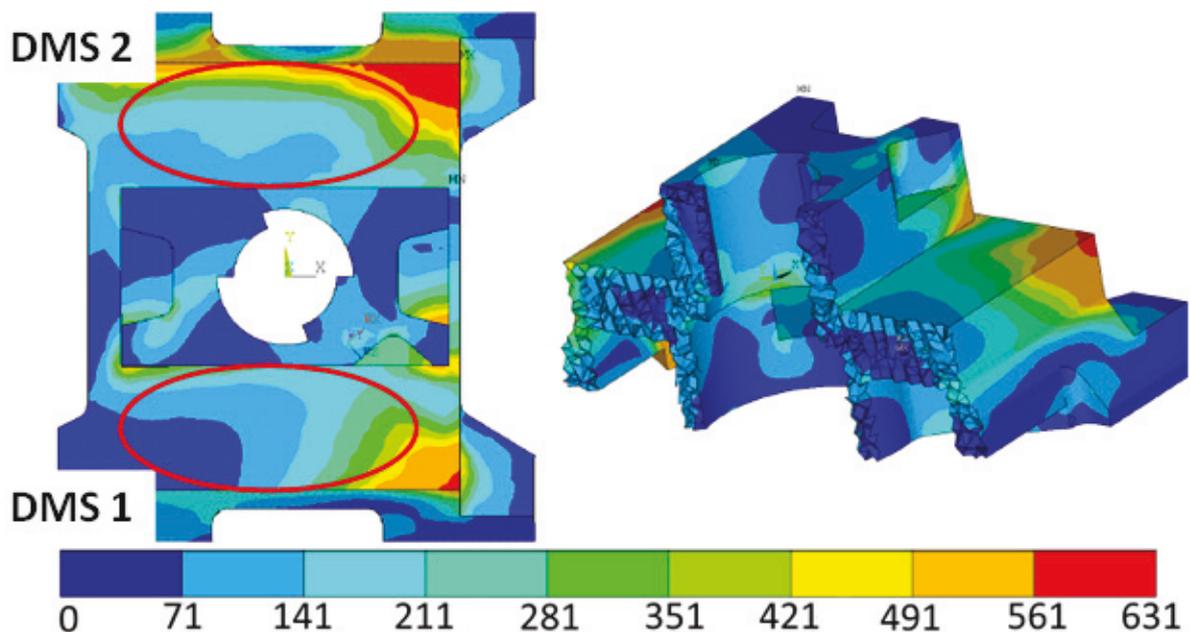


Abbildung 4.50.: Draufsicht der Twistlock Basis bei Druckbelastung in  $\left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right]$  bei einem Rollwinkel von  $20^\circ$  [Kistner et al., 2018]

In den Simulationen und den Versuchen wurden keine plastischen Verformungen am Modell sichtbar. Im Modell ist die Streckgrenze zwar erreicht, aber das ist eine Folge einer Spannungssingularität aufgrund der nicht simulierten Radien an den Ecken der Basis. Dort treten in der Simulation die größten Spannungen auf. Die Ergebnisse des Druckversuchs beinhaltet auch die Auswertung der Dehnmessstreifen (siehe Kap. 4.1.3). Für die Simulation mit einem  $20^\circ$  Rollwinkel wurde das lokale Modell verwendet (ohne Hilfskonstruktion). An die Seiten der Containerecke wurde die Druckkraft mit einer cos- und sin- Aufteilung auf die obere und seitliche Fläche angesetzt, um den Winkel zu simulieren. Da im Versuch der Schlupf zwischen Containerecke und Twistlock genullt wurde, ist auch in der Simulation dieses anfängliche Verschieben durchgeführt worden, zur besseren und schnelleren Kontaktfindung. Der Vergleich der Versuchs- und der Simulationsspannungen des Druckversuchs bei einem Rollwinkel von  $20^\circ$  in Abb. 4.48 zeigen ähnlich hohe Spannungswerte für die DMS 1 und 2 (siehe Abb. 4.49). Auch bei den Simulationsergebnissen ist der DMS 2 höher belastet als der DMS 1, aber die Spannungen liegen deutlich näher beieinander als bei den Versuchen. Das liegt an der Anfangsverschiebung in y- und x-Richtung in der Simulation die durchgeführt wurde, damit die Kontaktflächen sich finden. Auch das nur das lokale System simuliert wurde hat Einfluss auf die vorhandenen, leicht abweichenden Spannungen. Der Spannungsverlauf in der Basis ist in Abb. 4.50 in Draufsicht und im Schnitt dargestellt. Bei der Draufsicht ist zu erkennen, dass die Spannungen auf der horizontalen Fläche oben höher sind.

### 4.3. Zusammenfassung zum lokalen Modell

In diesem Kapitel wurden die Simulationen anhand der Zug- und Druckversuche validiert. Dabei wurden mehrere wichtige Erkenntnisse gewonnen:

- Die Zugversuche mit Twist 1 und 2 zeigen fehlerhafte Ergebnisse, da an entscheidenden Bereichen Materialfehler vorhanden sind. Damit wird die Zugfestigkeit des Bauteils geschwächt und es reißt deutlich früher - zu sehen in den Zug- und Betriebsfestigkeitsversuchen. Diese Bauteile wurden nicht weiter untersucht. In der weiteren Arbeit wird ausschließlich die Kombination aus Twist 3 und CE 2 verwendet und analysiert.
- Die Zugversuche zeigen für Simulation und Versuche eine sehr gute Übereinstimmung
- Die Zugversuche mit dem verkippten System um  $\varphi = 20^\circ$  zeigen bei den Zugversuchen deutlich höhere Verschiebungen als bei  $\varphi = 0^\circ$
- Bei den Zugversuchen wie auch den Betriebsfestigkeitsversuchen ist die Schwachstelle des Twistlocks am Übergang zwischen Bolzen und Aufweitung zu finden. Dort entstehen Risse, die bei weiterer Belastung abscheren. Daher wird die Belastung in diesem Bereich bei dem globalen Modell weiter betrachtet und analysiert.
- Das Verkippen zu den Wegaufnehmern ist in den Versuchen nicht konsistent, da wenige Millimeter Unterschied in der Einspannung schon eine Änderung der Kipprichtung verursacht. Dies wird besonders deutlich bei den Druckversuchen.
- Die Größenordnung der Spannung (von-Mises) gemessen mit den DMS bei den Druckversuchen sind mit denen der Simulationen vergleichbar
- Die Größenordnung der Spannung bei den Zugversuchen (von-Mises) ist unrealistisch groß aufgrund von Singularitäten verursacht durch scharfe Kanten zwischen Bolzen und Aufweitung. Die Vergleichsspannung wird zur Auswertung des globalen Systems nicht verwendet.



## 5. Globales Berechnungssystem

Im Kap. 3.1.3 wurde mithilfe von Zugproben das Materialmodell für die hier folgenden Berechnungen des globalen Modells mit ANSYS erstellt. Dafür wurden Materialproben aus den verschiedenen Bauteilen entnommen und bis zur Zerstörung gezogen. Im letzten Kapitel 4 wurde eine gute Übereinstimmung des lokalen Modells im Schwerlast-Bauteil-Prüfsystem und den ANSYS Simulationen für die Zug- und Druckversuche gezeigt. Das lokale Modell besteht aus dem Twistlock-System, der Containerecke und der Flanschkonstruktion zur Befestigung im Prüfsystem. Basierend auf der erfolgreichen Validierung des Simulationsmodells wird in diesem Kapitel die globale Analyse eines modularen Systems bestehend aus Containerunterboden und Container-Twistlock-System simuliert. In diesem Kapitel wird der Ablauf der globalen Simulationen und der Aufbau des globalen Modells dargestellt. Außerdem wird der Auswertungsparameter für die Erstellung der Dimensionierungsgleichung in Abhängigkeit der Temperatur und des Rollwinkels der Plattform ermittelt und validiert. Der Aufbau des globalen Systems umfasst die Geometrie und Vernetzung des Kranmoduls, die angetragenen Belastungen und eine Übergabe vom Grob- zum Submodell. Das Resultat der Analyse - die Dimensionierungsgleichung ist im nächsten Kapitel zu finden.

Wie in Kap. 3.1.2 gezeigt, sind die Materialeigenschaften abhängig von der Temperatur - betrachtet werden die Änderung der Streckgrenzen und des Reibungskoeffizienten (siehe Tab. 3.1.1). Außerdem werden der Rollwinkel und die damit verbundenen Belastungen am Kran und dem Containerunterboden entsprechend den Berechnungen in Kap. 3.2.3 verändert und angetragen.

### 5.1. Ablauf der Simulationen in ANSYS

Die globalen Simulationen in ANSYS werden mittels Submodelltechnik durchgeführt (siehe Kap. 2.4.2). Die Submodelltechnik basiert auf der Simulation eines globalen Systems mit einer groben Vernetzung. Zur genaueren Auswertung wird das Bauteil, bzw. der Bereich des Interesses noch einmal deutlich feiner vernetzt - siehe Kap. 5.2.3. Die Verschiebungen aus der globalen Simulation werden als Randbedingungen an das feiner vernetzte Modell übertragen und berechnet - siehe Kap. 5.2.4. Dadurch wird eine detailliertere Auswertung erreicht ohne die Berechnungszeit deutlich zu erhöhen (siehe Kap. 2.4.2).

Abb. 5.1 zeigt das Piktogramm der globalen Simulation mit den beiden Hauptschleifen und den Variablen  $T$  und  $\varphi$ . Für jeden Rollwinkel  $\varphi$  im Bereich von  $-30^\circ$  bis  $30^\circ$  werden alle Temperaturen im Bereich  $-50^\circ < T < 20^\circ$  berechnet und die maximalen Verschiebungen, Vergleichsspannungen und Schubspannungen an den gewählten Knoten gespeichert - siehe Kap. 5.3, sowie die Abbildungen mit den entsprechenden Auswertungskriterien (siehe Kap. 3.1.3).

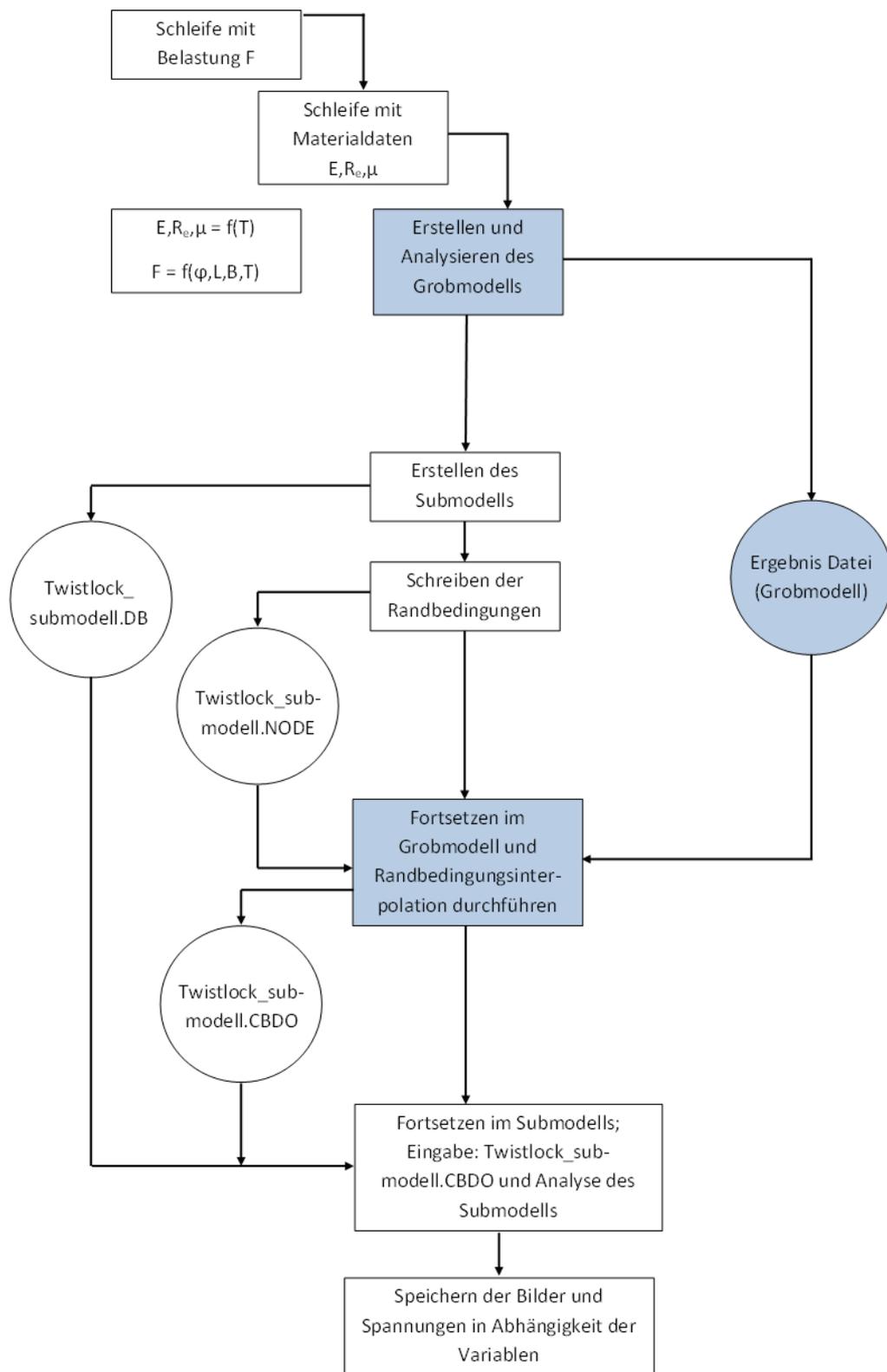


Abbildung 5.1.: Das Piktogramm des Submodells - aufgebaut nach dem ANSYS Macro; selbsterstelltes Piktogramm anhand [ANSYS, 2011b] und [Madenci und Guven, 2015, S. 607-609]

## 5.2. Aufbau des globalen Modells

Der Aufbau des globalen Modells teilt sich auf in den Geometrieaufbau, die Vernetzung und die am System wirkenden Belastungen. Anschließend wird mittels Verschiebungskontrollen über den „path“-Befehl die Übergabe zwischen Grob- und Submodell kontrolliert. Außerdem wird der Aufbau des Containermoduls kurz erläutert. In Abb. 5.2 ist ein Spezialcontainerunterboden der Firma RSGU zu sehen. Die Konstruktion wird teilweise für die Berechnungen übernommen, da ein normaler Containerunterboden den Belastungen nicht standhält. [Gronefeld, 2018]



Abbildung 5.2.: Containerunterboden - Spezialcontainer [RSGU, 2018]

### 5.2.1. Geometrie

Das globale Simulationsmodell basiert auf einem verstärkten Sonder-Containerunterboden [RSGU, 2018] (siehe Abb. 5.2) mitsamt der Containerecken, da entsprechend der Ergebnisse der Masterarbeit von Herrn Gronefeld [Gronefeld, 2018] die normale Unterbodenkonstruktion zu große Verformungen bei den vorhandenen Belastungen aufweist. Die unteren Containerecken sind mit Twistlocks per Reibungskontakt verbunden. Die Twistlocks sind mit Platten die ein Deck darstellen fest verbunden. Die Platten wiederum sind fest gelagert.

Der Containerunterboden besteht zwischen den Eckteilen aus I-Trägern, die ober- und unterhalb mit einer Platte verbunden sind. Die Eckteile bestehen aus je zwei Containerecken (oben und unten) und flachen Platten zur Erhöhung der Steifigkeit. Außerdem wird das Bauteil mit querlaufenden Steifen verstärkt, um lokale Belastungen besser aufnehmen zu können. Das globale Simulationsmodell ist in Abb. 5.3 dargestellt mitsamt der Twistlock-Systeme. Weitere Ansichten sind im Anhang H.2 zu finden. Das globale sowie das lokale Modell sind mithilfe von ANSYS Macros automatisiert und parametrisiert. Alle Kontakte im Containerunterboden bis auf die in den Twistlock-Systemen sind fest miteinander verbunden über den „glue“-Befehl und lassen keine Verschiebung zu - die Komponenten teilen sich auf den Verbindungsflächen die gleichen Knoten. Das spart im Vergleich zu einer Kontaktverbindung Rechenzeit und entspricht der Realität, da der komplette Containerunterboden zusammengeschweißt ist und ein starres Konstrukt darstellt. Innerhalb des lokalen Twistlock-Systems sind die einzelnen Komponenten über Reibung miteinander verbunden.

Im globalen System wird angenommen, dass das Modul vom Rollzentrum der Plattform, bzw. des Schiffes maximal anzunehmen sind - siehe Kap. 3.2.3. Die Maße der Plattform werden vorgegeben, d.h. das die Kraft  $F$  in diesem Fall nur von  $\varphi$  abhängig ist. Die zweite Variable für die spätere Regressionsanalyse ist die Temperatur. Die Streckgrenze, sowie der Reibungskoeffizient sind abhängig von der Temperatur. Die Streckgrenze wächst linear mit abnehmender Temperatur und der Reibungskoeffizient zeigt eine charakteristischen Verlauf in Abhängigkeit von

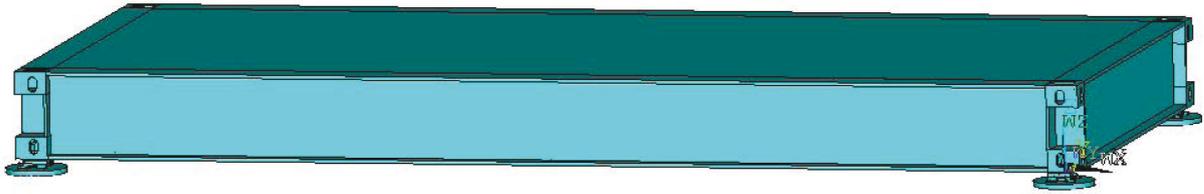


Abbildung 5.3.: Das globale Simulationsmodell: Containerunterboden mit Twistlock-Systemen

der Temperatur - siehe Abb. 3.2. Die Verbindung 1. in Abb. 5.4 ist bei den linken Twistlocks im globalen System (siehe Abb. 5.3), die eher auf Druck beansprucht werden, als „bonded connection“ ausgeführt, um ein Herausrutschen des Twistlock Kopfes zu vermeiden. Dafür werden die Basis und die Platte um 10 mm in z-Richtung angehoben um eine schlupflose Verbindung zwischen Basis und Containerecke zu schaffen, damit die Konvergenz der nichtlinearen Simulation gewährleistet wird.

Aufgrund einer resultierenden Verschiebung in den Simulationsergebnissen des globalen Systems in y-Richtung bei positiven Rollwinkeln entsteht eine Konvergenzproblematik. Um eine Lösung zu finden werden die Twistlock Basis, Platte und Kopf um 3 mm in y-Richtung verschoben um den Schlupf zwischen den Bauteilen zu schließen und eine Konvergenz zu erhalten.

### 5.2.2. Material

Das Materialmodell ist in der globalen Simulation das gleiche wie bei der lokalen Simulation. Abb. 5.6, rechts, zeigt das globale System mit den unterschiedlichen Materialien und Abb. 5.4 zeigt das lokale Twistlock-System (für jedes Material wurde eine andere Farbe verwendet: Rot - 41Cr4, Türkis - G40Mn5, Lila - GS45).

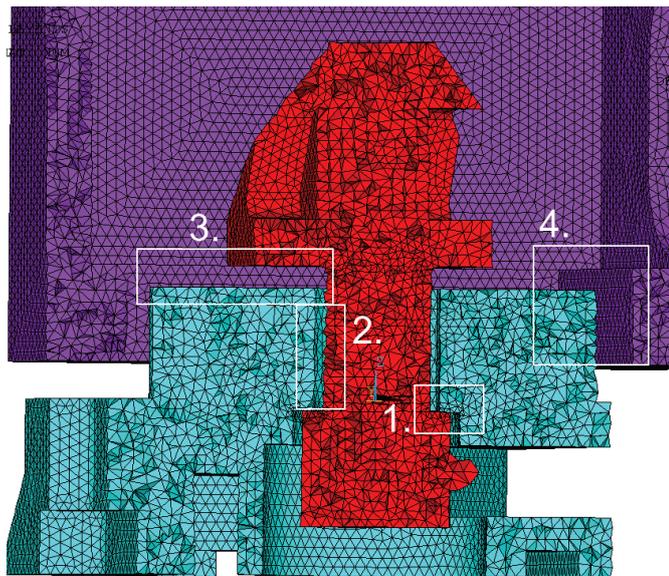


Abbildung 5.4.: Reibungskoeffizienten am lokalen Twistlock-System: 1. Stahl/Stahl geschmiert  $\mu$  2/3/4. Stahl/Eis  $\mu(T)$

Die Reibung in den Kontaktflächen ist aufgeteilt auf zwei Koeffizienten (siehe Abb. 5.4): Stahl/-Stahl (feucht) - Kontakt 1 - unabhängig von der Temperatur im Inneren des Twistlock-Systems mit  $\mu = 0.07$  [Schweizer, 2018] und Stahl/Eis  $\mu(T)$  - Kontakt 2, 3 und 4 - abhängig von der Temperatur. Auf diesen Flächen bildet sich eine Eisschicht, wenn das Bauteil längere Zeit den tiefen Temperaturen und dem möglichen Spritzwasser und Nebel ausgesetzt ist. Die beiden verschiedenen Kontaktbereiche mit den entsprechenden Reibungskoeffizienten sind in Abb. 5.4 zu sehen. In Tab. 5.1 sind die Materialeigenschaften in Abhängigkeit der Temperatur dargestellt.

Temperatur T [° C]	$R_{p0.2Twistlock}$ [ $\frac{N}{mm^2}$ ]	$R_{p0.2CE}$ [ $\frac{N}{mm^2}$ ]	$R_{p0.2Kopf}$ [ $\frac{N}{mm^2}$ ]	$R_{p0.2Bleche}$ [ $\frac{N}{mm^2}$ ]	$\mu_{ausssen}$	$\mu_{innen}$
-50	606	391	916	295	0.3415	0.07
-45	602	387	912	291	0.1783	0.07
-40	598	383	908	287	0.0995	0.07
-35	594	379	904	283	0.0713	0.07
-30	590	375	900	279	0.0675	0.07
-25	587	372	897	276	0.061	0.07
-20	583	368	893	272	0.06	0.07
-15	579	364	889	268	0.047	0.07
-10	575	360	885	264	0.034	0.07
-5	571	356	881	260	0.018	0.07
0	567	352	877	256	0.0315	0.07
20	551	336	861	240	0.2	0.2

Tabelle 5.1.: Materialdaten für das globale ANSYS Modell in Abhängigkeit von der Temperatur aus Kap. 3.1

### 5.2.3. Vernetzung

Abb. 5.5 zeigt die Vernetzung des globalen Modells in x-z-Ansicht und Abb. 5.6, rechts zeigt die Vergrößerung des vernetzten Twistlock-Systems ebenso wie die unterschiedlichen Materialien.



Abbildung 5.5.: Vernetzung des globale Simulationsmodells in 3D-Ansicht

In der Abbildung ist der Übergang von der groben Vernetzung der Platten zu der feineren Vernetzung der Containerecke deutlich erkennbar. Da die Platten des Containerunterbodens mit dem Befehl „glue“ verbunden sind, bleibt die Größe der Elemente von einem Bauteil zum nächsten konsistent.

Für die globale Struktur des Containerunterbodens sowie für die Containerecken wurde eine Elementkantenlänge von 20 mm gewählt. Für das Twistlock-System wurde eine kleinere Größe von 10 mm verwendet und die Kontaktfläche im Kontakt 1 (siehe Abb. 5.4) noch einmal verfeinert, da die reibungsbehafteten Kontakte in der Berechnung ansonsten nicht konvergieren würden. Die Elementkantenlänge des Submodells ist wie in Kap. 4.2.1 gewählt, siehe auch die Netzkonvergenzstudie in Kap. C. Allerdings wurde auf die Hilfskonstruktion des lokalen Systems verzichtet, da diese nur für die Versuche zur Validierung des Modells nötig waren. Ausschließlich die untere runde Platte als Decksersatz wurde belassen, um dort die Randbedingungen anzubringen.

Die Kranstruktur wird mittels Balken dargestellt. Die Grundfläche des Krans beträgt 3000x2000 mm [Amco Veba Group, 2016]. In dieser Grundfläche werden von jedem Element der Unterbodenoberfläche Balken (Elementtyp: beam188) zu dem Kranschwerpunkt in 2500 mm Höhe geführt [Michel und Kaeding, 2013] - siehe Abb. 5.5. Das hier verwendete Beam-Element besitzt ein Quader-Profil (siehe Abb. 5.6), links, mit den Maßen:  $B=H=1000$  mm. Der Kranausleger besteht aus einem einzelnen BEAM Element mit quadratischem Querschnitt von  $B=H=10.000$  mm. Diese sehr großen Querschnitte wurden gewählt, um eine ausreichend hohe Steifigkeit des Krans zu gewährleisten. Die detaillierte Krankonstruktion ist nicht Teil dieser Arbeit und mit Hilfe der Vereinfachung wird ein steifes Ersatzsystem erstellt, um die maximalen Belastungen auf das Twistlock-System zu ermitteln.

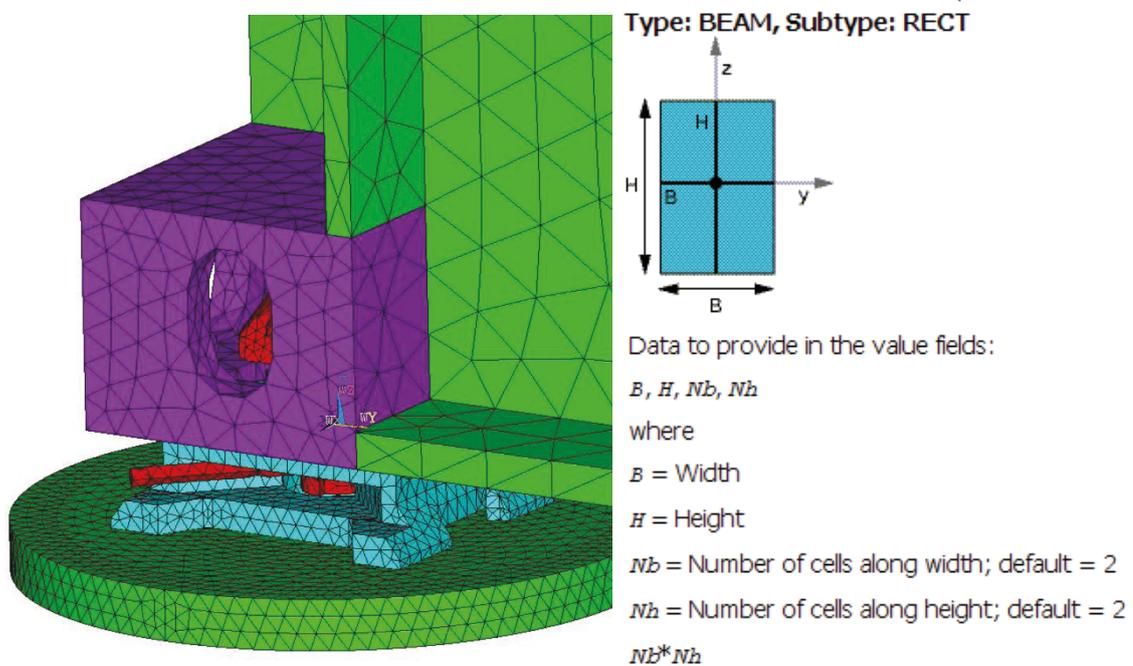


Abbildung 5.6.: Links: Materialien und Venetzung der globalen Simulation am Twistlock-System; lila: CE, rot: Twist 3 Kopf, grün: Bleche, türkis: Twist 3 Basis; rechts: Beam Definition [ANSYS, 2011a]



### 5.2.5. Übergabe Grob- zum Submodell

Zur Kontrolle der Submodelltechnik wird mithilfe eines „Path“ vom Pathnode1 (101.5,75,134) zu Pathnode2 (-78.5,75,134) die Spannungen und Verschiebungen an der Containerecke - an der Seite, an der die Verschiebungen von Grob- zu Submodell übergeben werden - im globalen, sowie im Submodell, gespeichert - siehe Abb. 5.8, links. Der Verlauf der Spannung und der Verschiebungen werden über die Länge  $x$  der Containerecke miteinander verglichen und dargestellt - siehe Abb. 5.8 rechts und 5.9. Die Ergebnisse umfassen die Berechnungen für den Rollwinkel  $\varphi = 0^\circ$  und die Temperatur  $T = -50^\circ\text{C}$  mit den entsprechenden Materialkennwerten und Belastungen. Die Path Vergleichsdiagramme zeigen eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem Submodell und des Grobmodells bei der Verschiebung USUM. Weitere Ergebnisse zur Übergabe von Grob- zu Submodell werden in Kap. 5.4 dargestellt.

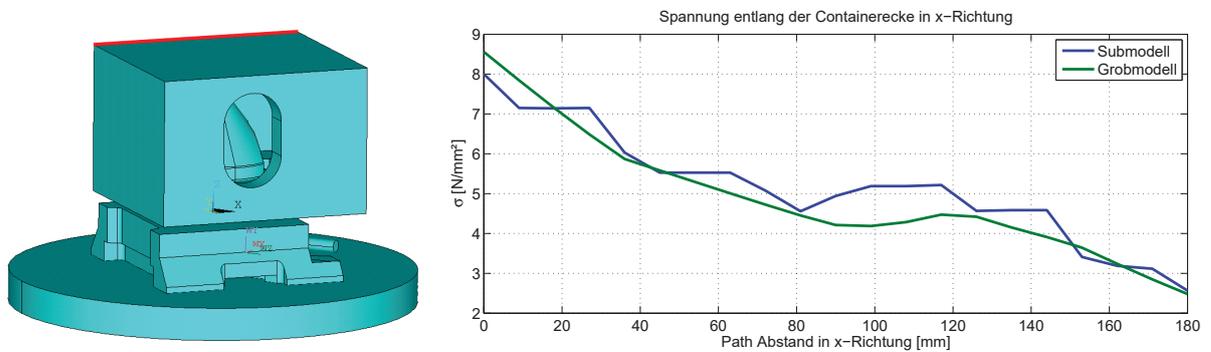


Abbildung 5.8.: Path am lokalen Twistlock; Vergleich der Spannungen im Grob- und Submodell für den ausgewählten PATH bei  $\varphi = 0^\circ$  und  $T = -50^\circ\text{C}$

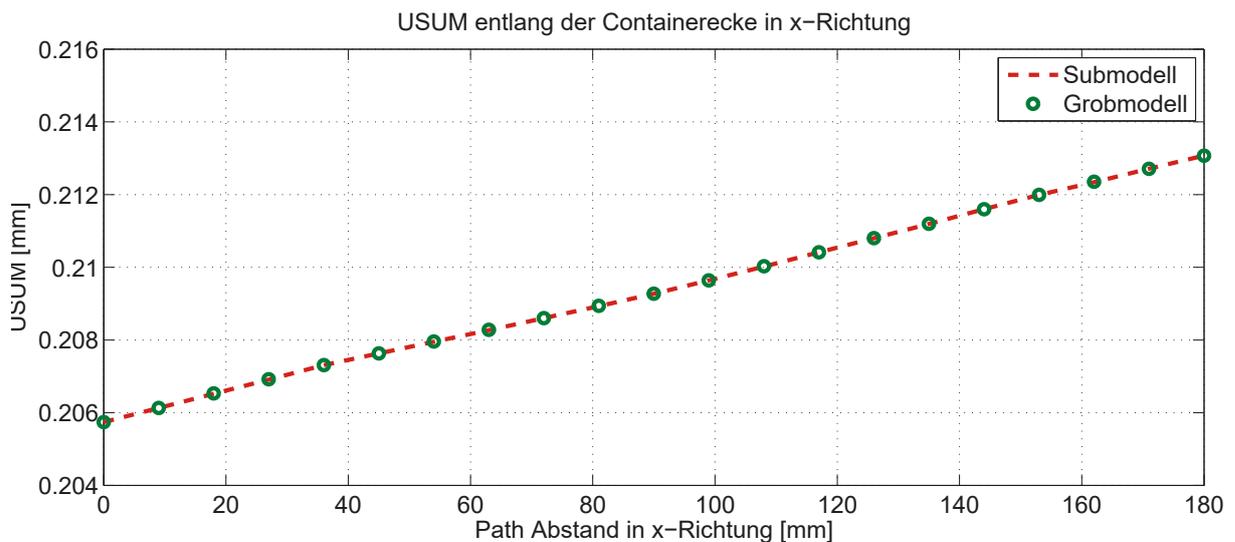


Abbildung 5.9.: Vergleich der Summe aller Verschiebungen im Grob- und Submodell für den ausgewählten PATH bei  $\varphi = 0^\circ$  und  $T = -50^\circ\text{C}$ .

### 5.2.6. Containermodul

Zum Vergleich wurde zusätzlich zum Kranmodul ein einfacher Container modelliert und analysiert. Der Unterboden ist flacher als der des Spezialcontainerunterbodens. Der Container ist als massives Blockvolumen modelliert, da die Gewichts- und Beschleunigungskräfte in der Mitte des Containers angreifen auf ca. 2/3 der Containerhöhe in  $y$ - und  $z$ -Richtung (siehe Abb. 5.10). Das volle Volumen mit der sehr hohen Steifigkeit ist als Vereinfachung wählbar, da die Gewichtskraft in Kap. 3.2 separat berechnet wurde und in dem entsprechenden Knoten angebracht wird. Die Verbiegung und Torsion des Containers aufgrund der Belastungen auf die eigentlich hohle Struktur spielt hier keine Rolle und wird vernachlässigt. Ausschließlich die Übertragung der maximalen Belastungen auf das Twistlock-System wird hier untersucht und analysiert. Weitere Ansichten des Containermoduls sind im Anhang H.1 dargestellt. Der Container ist mit einer Elementkantenlänge von 200 mm vernetzt. Die Container Ecke hat eine Elementkantenlänge von 20 mm, die Twistlock Basis und der Kopf von 8 mm und der Unterboden von 50 mm. Die Ergebnisse der Spannungen sind im Anhang F und G zu finden.

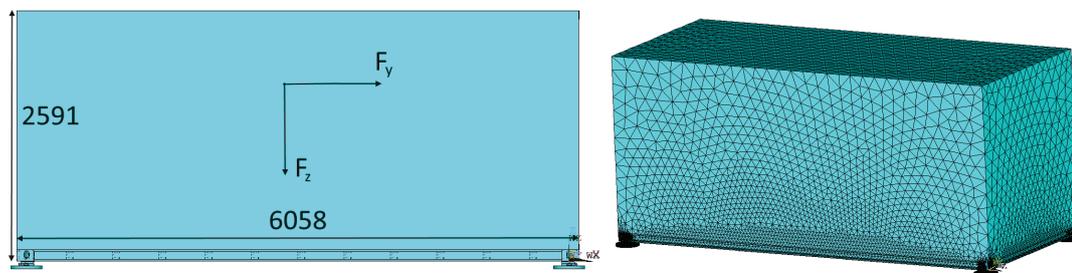


Abbildung 5.10.: Maße des Containermoduls und der Schwerpunkt an dem die  $y$ - und  $z$ -Kräfte angebracht werden

### 5.3. Auswertungsparameter an dem Twistlock

Aufgrund des Einflusses der scharfen Kanten auf die von-Mises-Vergleichsspannung in Form von Singularitäten wird diese Größe in der Analyse nicht ausgewertet. Die Verschiebungen bieten keinen Grenzwert in den Regularien, weshalb dieser nicht für die Erstellung der Dimensionierungsgleichung verwendet wird. Im Zug- und im Betriebsfestigkeitsversuch wurde festgestellt, dass die Aufweitung des Twistlock Schafts abscheert, bzw. Risse verursacht, die zu einem Dauerbruch führen. Für die Analyse und Auswertung wird daher auf die vorhandene Schubspannung SXZ zurückgegriffen. Mit diesem Parameter wird die Dimensionierungsgleichung im nächsten Kapitel erstellt.

$\tau_{xy}$ , SXZ: Der erste Index - hier  $x$  - gibt an, in welche Richtung die Flächennormale  $n$  zeigt und der zweite Index - hier  $z$  - beschreibt die Richtung des Spannungsvektors (jeweils auch umdrehbar  $\tau_{xz} = \tau_{zx}$ ). Ein positives Schnittufer liegt vor, wenn der Normalenvektor  $n$  aus der Schnittfläche heraus zeigt. Am Gegenufer zeigt er in die Fläche hinein, ist also negativ. [Ettmeyer et al., 2006, S. 14] Der Bereich des Übergangs von Schaft zur Aufweitung ist der hochbelastete Bereich an dem das Versagen auftritt. Daher wird dieser näher untersucht und zur Auswertung verwendet. Im nächsten Kap. 5.3.1 wird der Knoten gewählt, anhand dessen später die Dimensionierungsgleichung erstellt wird. Dabei wird das lokale KOS um  $-40^\circ\text{C}$  ge-

dreht, um die Schubspannungen an den Knoten zu erhalten.

Die Knoten N6-N9 liegen in diesem Bereich: Die Richtung der Flächennormalen in den Knoten N6 und N7 zeigen in die negative x-Richtung, also zum Koordinatenursprung. Das gleiche gilt für die restlichen ausgewerteten Knoten N8 und N9. Die zueinander gehörigen Knoten auf der jeweiligen Seite zeigen sehr ähnliche Ergebnisse unabhängig von dem Vorzeichen. Abb. 5.11 zeigt die verschiedenen Ansichten (von der Seite und von unten) auf die Knoten N6 bis N9 hier bei einem lokalen rotierten Koordinatensystem von  $-40^\circ$ . N6 und N8 liegen direkt an dem Übergang von dem Schaft zur Aufweitung und N7 und N9 eine Elementkantenlänge (ca. 3 mm) weiter unten.

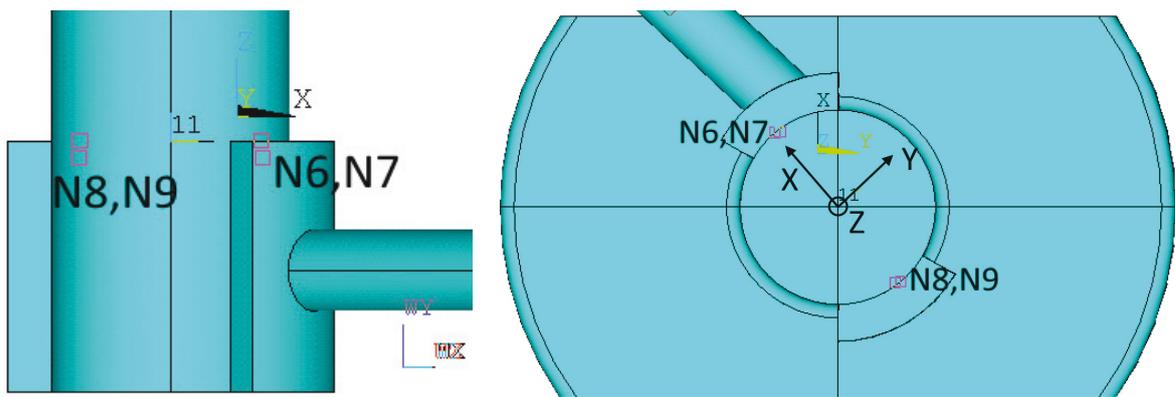


Abbildung 5.11.: Die Ansicht von der Seite (links) und von unten (rechts) auf die Knoten

Die Regularien geben Spannungsgrenzen für Container-Sicherungen vor, die nicht überschritten werden dürfen. Darin enthalten sind bereits hohe Sicherheitsbeiwerte. Entsprechend dem DNVGL [DNVGL, 2016b, Pt. 5, Ch. 2, Sec. 8, S. 51] liegen die erlaubten Spannungen bei:

$$\sigma_N = \frac{R_{eH}}{1.25} \tag{5.1}$$

$$\tau = \frac{R_{eH}}{2.5} \tag{5.2}$$

$$\sigma_v = \frac{R_{eH}}{1.13} \tag{5.3}$$

Die Schubspannungsgrenze liegt bei  $\tau = 344.4 \frac{N}{mm^2}$  bei einer Streckgrenze von  $R_{eH} = 861 \frac{N}{mm^2}$  am Twistlock Kopf und gilt als Grenzschubspannung.

### 5.3.1. Wahl des Auswertungspunkts

Die Abb. 5.15 zeigen die Schubspannungswerte an den Knoten N6 - 9 bei dem Übergang von Schaft zur Aufweitung in Abhängigkeit des Winkels des rotierenden Koordinatensystems (KOS) und den Grenzwert nach DNVGL von  $\tau = 344.4 \frac{N}{mm^2}$  für drei verschiedene Simulationen. Untersucht wird ein Bereich von  $0^\circ$  bis  $-60^\circ$ , bzw. symmetrisch dazu. Die Knoten und die entsprechenden Schubspannungen wurden mithilfe von lokalen Koordinatensystemen ermittelt. Für jeden Winkel wurde ein neues KOS erstellt und die Knoten entsprechend der Koordinaten selektiert.

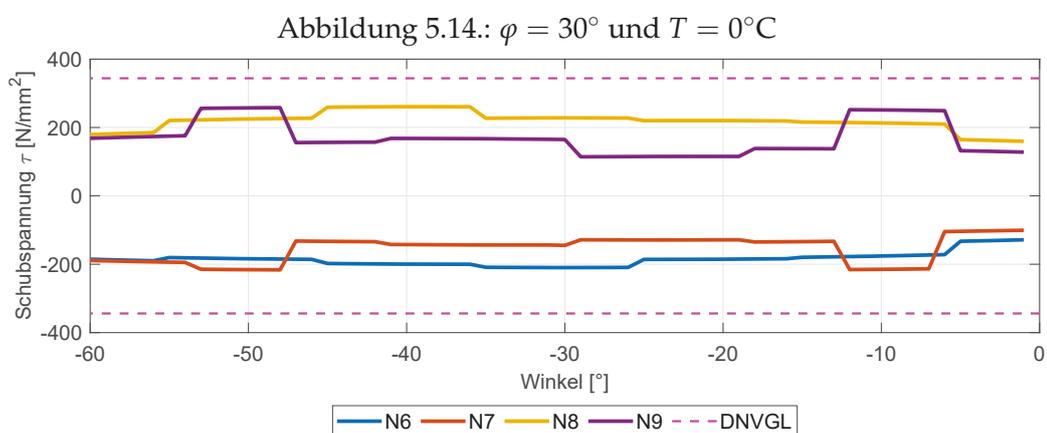
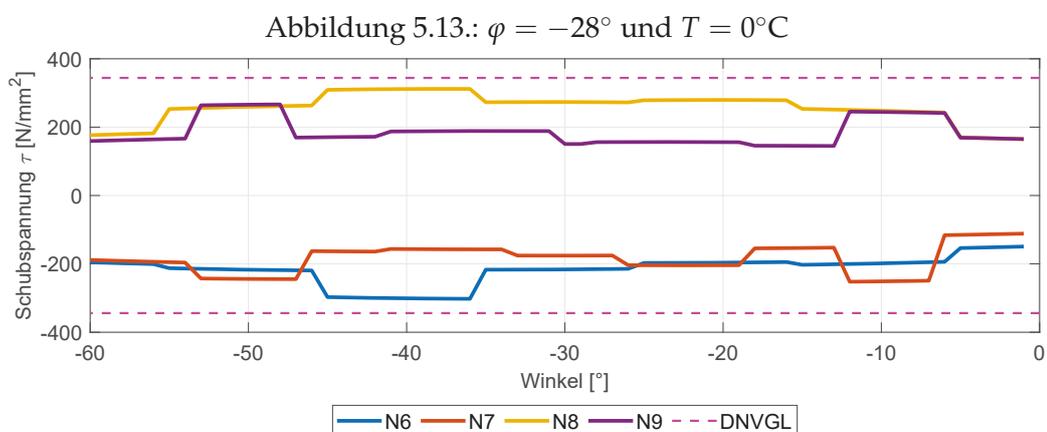
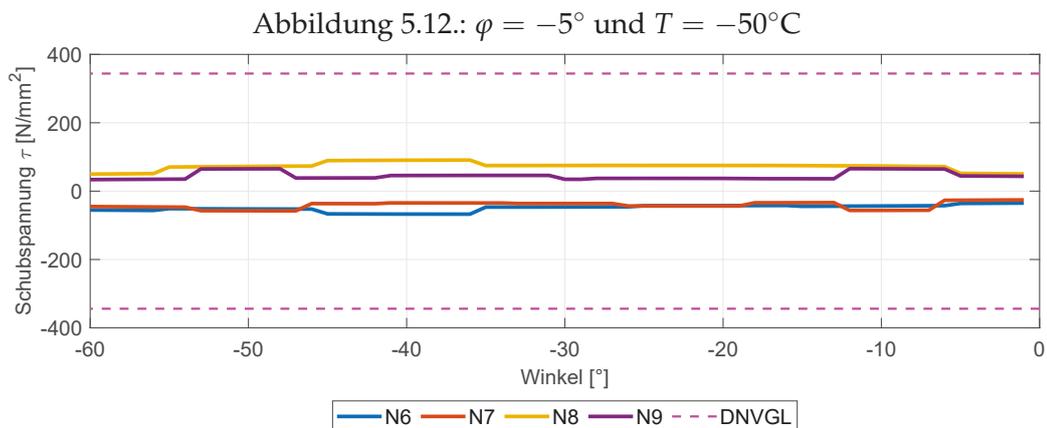


Abbildung 5.15.: Die Schubspannungen am Schaftübergang zur Ausbuchtung, mit veränderlichem lokalem Koordinatensystem

Anschließend wurden die Schubspannungen an diesen Knoten ermittelt und abgebildet, um für die Auswertung herauszufinden in welchem Winkelbereich die größten Schubspannungen auftreten. Die späteren Ergebnisse der globalen Analyse werden ausschließlich für einen Winkel und maximal zwei Knoten ausgewertet und die Dimensionierungsgleichung für diese Knoten erstellt.

Für die beiden Fälle:  $\varphi = 5^\circ$  und  $T = -50^\circ\text{C}$  (oben) und  $\varphi = -28^\circ$  und  $T = 0^\circ\text{C}$  (unten) sehen

die Schubspannungsverteilungen sehr ähnlich aus, aber die Größenordnung der Schubspannung ist sehr unterschiedlich aufgrund der verschiedenen großen Belastungen.

Auch der dritte untersuchte Fall - diesmal für positive Rollwinkel ( $\varphi = 30^\circ$  und  $T = 0^\circ\text{C}$ ) sieht vergleichbar aus, aber die Schubspannungen an den Knoten N7 und N9 sind höher als bei den negativen Rollwinkeln, aufgrund der veränderten Belastung am Kran. Das Maximum bei negativen Rollwinkeln der Knoten N6 und N8 liegt jeweils in dem rotierten KOS bei  $-36^\circ$  bis  $-42^\circ$ . Da die Schubspannungen der Knoten N7 und N9 unter dieser Maximalspannung liegen, werden zur späteren Analyse der Schubspannungen die Knoten N6 und N8 bei einem rotierten KOS von  $-40^\circ$  gewählt. Die maximalen Schubspannungen für positive Rollwinkel liegen im Bereich  $-25^\circ$  bis  $-35^\circ$ , wobei der Unterschied zu dem Bereich  $-36^\circ$  bis  $-42^\circ$  minimal ist, daher bleibt das rotierte KOS mit  $-40^\circ$  für die Auswertung der Schubspannungen an den Knoten N6 und N8 auch für positive Rollwinkel bestehen. Die Ansichten des Twistlock Kopfes mit den Knoten N6 bis N9 mit einem rotierten KOS um  $-40^\circ$  sind in Abb. 5.11 dargestellt.

### 5.3.2. Zugversuchssimulation

Abb. 5.16 zeigt den Kraft-Verschiebungs-Verlauf der Zugversuchssimulation für den Twistlock Schaft (ohne Kopf), einen Wegaufnehmer und den Kolbenweg) detaillierter im linear-elastischen Bereich als Abb. 4.41 in Kap. 4.2.2. Deutlich erkennbar ist, dass die weichste Konstruktion den gesamten Versuchsaufbau (mit Hilfskonstruktion und verschraubten Flanschen) widerspiegelt. Je weniger Bauteile miteinbezogen werden in der Auswertung, desto steifer ist das System. Das entspricht der Realität wie auch in Abb. 4.41 in den Kraft-Verschiebungs-Kurven des Kolbenwegs und der Wegaufnehmer beim Zugversuch gezeigt wurde.

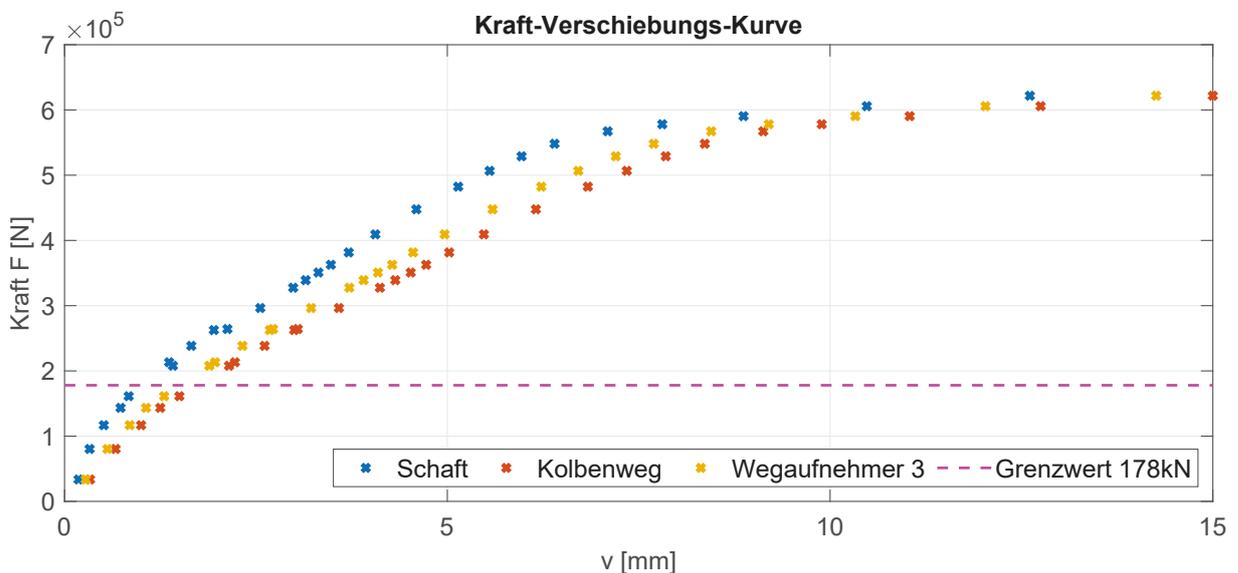


Abbildung 5.16.: Kraft-Verschiebungs-Kurve der Simulation des Zugversuchs

Die Kurve der Kraft zeigt bis ca. 2.5 mm einen steilen Anstieg, dort stagniert sie kurz, um danach weiter linear anzusteigen. Ab einer Verschiebung von ca. 9 mm (beim Schaft früher als beim Kolbenweg - bei ca. 7) ist der Anstieg der Kraft deutlich flacher. Bei einem Kolbenweg von

ca. 12 mm schert der Twistlock im Bereich der Aufweitung ab (bekannt aus den Versuchen). Wenn ausschließlich der Schaft betrachtet wird, ist deutlich ein Lüdersbereich bei ca. 2 mm zu erkennen, da die Kraft hier kurzzeitig stagniert, bzw. schwankt. Bei dem Kolbenweg ist dieser Bereich nicht identifizierbar. Der Grenzwert 178 kN zeigt die Angaben für eine Zugkraft laut Hersteller. Der Grenzwert liegt bei dem Wegaufnehmer bei ca. 0.9 mm.

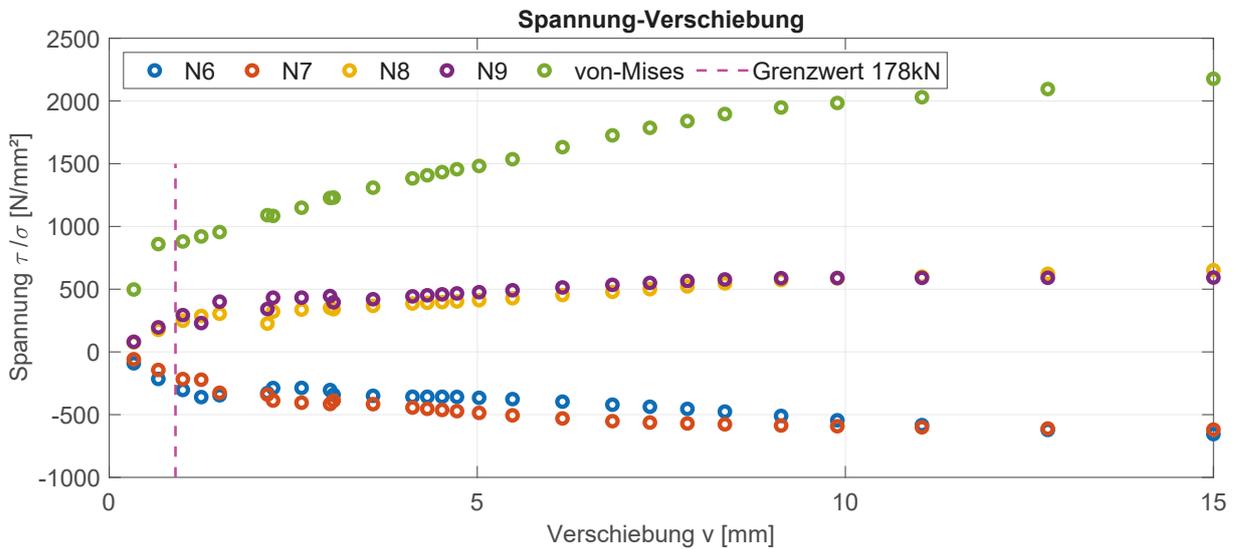


Abbildung 5.17.: Schubspannung-Verschiebung-Kurve

Abb. 5.17 zeigt die Spannungs-Verschiebungs-Kurve mit der Schubspannung an den Knoten N6-N9 im lokal rotierten KOS um  $-40^\circ$  und die von-Mises-Vergleichsspannung am Twistlock Kopf im globalen KOS. Für die Verschiebung wurde die Kolbenverschiebung gewählt, um eine Zuordnung zu der Kraft-Verschiebungs-Kurve zu ermöglichen. Die Abb. zeigt einen linearen Anstieg der Schubspannung bis ca. 2 mm mit anschließender leichter Verringerung, bzw. Wackeln der Schubspannung bei ca.  $350 \frac{N}{mm^2}$ , welches den Lüdersbereich darstellt. Bis zu einer Verschiebung von 10 mm verläuft der Anstieg zuerst flacher und anschließend fast konstant (vor allem an den Knoten N7 und N9). Die von-Mises-Vergleichsspannung zeigt eine deutliche Abflachung der Kurve bei der Streckgrenze und einen weiteren noch flacheren Anstieg bei einer Verschiebung von etwa 10 mm. Im Kraft-Verschiebungs-Diagramm in Abb. 5.16 ist die zweite Reduzierung des Anstiegs ebenfalls gut erkennbar, wohingegen die Streckgrenze von  $861 \frac{N}{mm^2}$  des Twistlock Kopfes kaum erkennbar ist. Der Verlauf der von-Mises-Vergleichsspannungs-Kurve sieht den Kurvenverläufen der Knoten sehr ähnlich, allerdings in einer anderen Größenordnung, begründet anhand der vorhandenen Singularitäten an der Aufweitung des Schafts. Der Grenzwert von 178 kN zeigt auch hier bei ca. 0.9 mm Verschiebung die Grenze der Zugkraft der Hersteller an. Dies würde zu einer Grenzscherubspannung von rund  $300 \frac{N}{mm^2}$  führen.

Abb. 5.18 zeigt die Schubspannung über der Vergleichsspannung. Die Kurve verläuft linear steil bis zu einer Vergleichsspannung von  $841 \frac{N}{mm^2}$ , ohne hohe Schubspannungen zu erzeugen. Anschließend bleibt die Vergleichsspannung zwischen der Schubspannung  $175 \frac{N}{mm^2} - 300 \frac{N}{mm^2}$  fast konstant - dieser Bereich wird Lüdersbereich genannt. Zwischen den Schubspannungen  $300 \frac{N}{mm^2}$  und  $400 \frac{N}{mm^2}$  steigt die Vergleichsspannung wieder steil an, ohne eine radikale Änderung der Schubspannungen. Die Maximalscherubspannungen liegen bei ca.  $650 \frac{N}{mm^2}$  an den Knoten N6 und N8 bei Vergleichsspannungen von  $2200 \frac{N}{mm^2}$ . Die maximal erlaubte Schubspannung

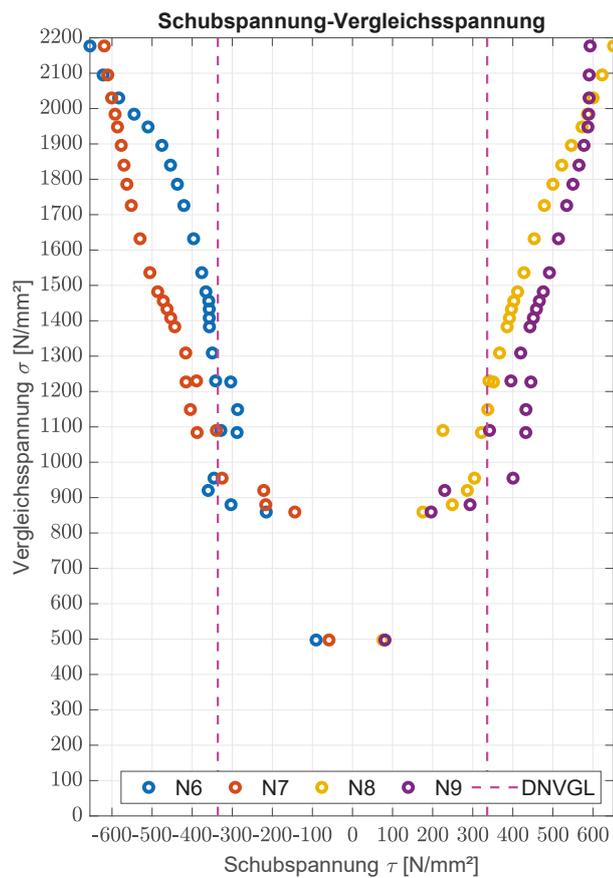


Abbildung 5.18.: Die Schubspannungs-Vergleichsspannungs Kurve für die Knoten N6 - N9 liegt für den Twistlock Kopf bei  $344 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  und ist ebenfalls in dem Diagramm dargestellt. Die Grenzwerte und auch die Herstellergrenzen zeigen also ähnliche Maximal-Zugkräfte, in denen das Twistlock-System genutzt werden kann.

### 5.3.3. Basis

Die Schubspannungen an der Basis wurden ebenfalls ermittelt, um den Einfluss der Belastungen auf die Basis zu prüfen.

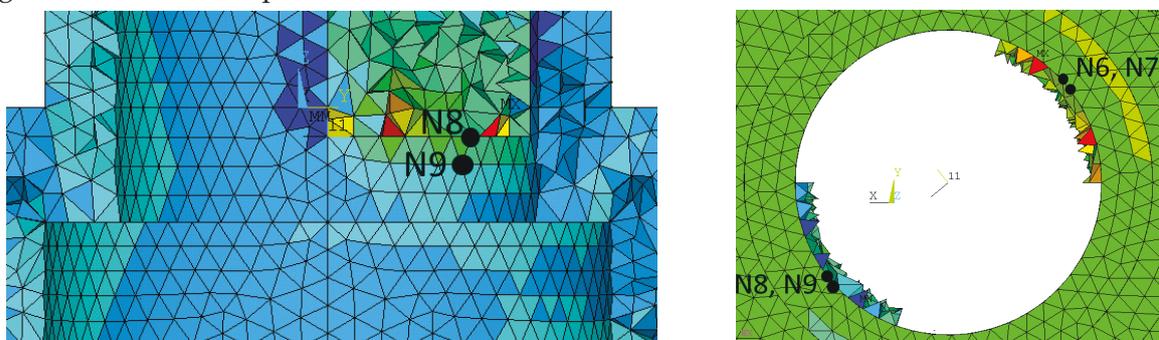


Abbildung 5.19.: Ansicht von der Seite (links) und von unten (rechts) auf die ausgewählten Knoten - Schubspannungen in  $\left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$

Die Abb. 5.19 zeigen die Positionen der Knoten bei einem rotierten KOS um  $-40^\circ$ . Die Abb. 5.20 zeigt die Schubspannungen über den Winkel des rotierenden Koordinatensystems von  $0^\circ$  bis  $-60^\circ$ .

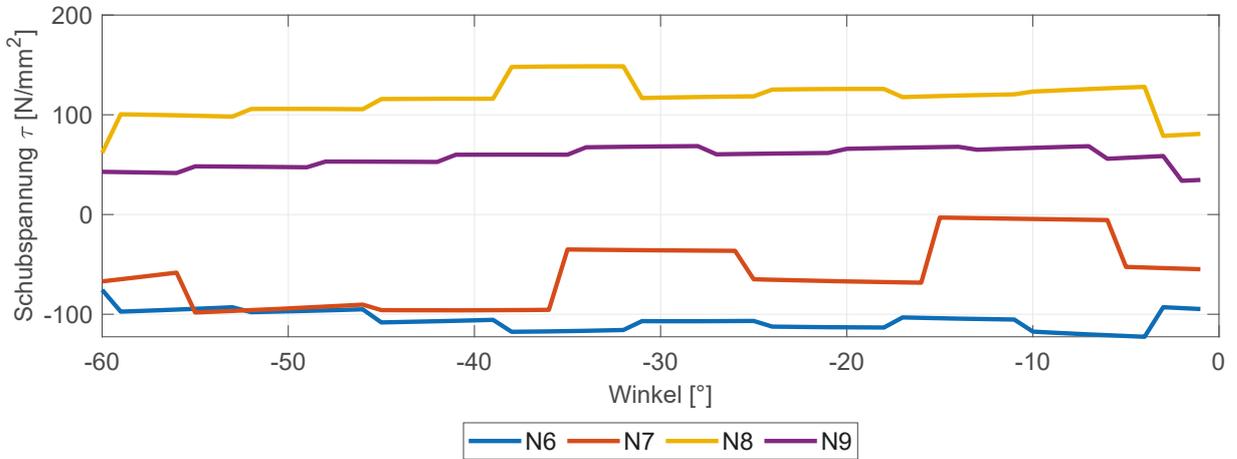


Abbildung 5.20.: Schubspannungen an der Basis, mit rotiertem lokalem Koordinatensystem

Die Twistlock Basis hat eine Streckgrenze von  $\tau = 554 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ , d.h. die maximal zulässige Schubspannung liegt bei:

$$\tau_{zul} = \frac{R_{eH}}{2.5} = 221.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.4)$$

Da die Zugversuche keine Risse oder Abscherrungen an der Twistlock Basis zeigen und die Schubspannung an der Basis (siehe Abb. 5.20) keine auffälligen Werte annimmt ( $\tau \leq \tau_{zul}$ ), wird die Auswertung der Basis vernachlässigt.

## 5.4. Ergebnisse des globalen Systems

Das globale System zeigt trotz der steifen Kranmodellierung eine deutliche Verschiebung im Bereich des Kranauslegers mit ca.  $-4 \text{ mm}$  bis  $-11 \text{ mm}$  in  $z$ -Richtung, abhängig von der Belastung, basierend auf dem Rollwinkel - siehe Abb. 5.21 (beispielhaft für  $\varphi = -15^\circ$  und  $T = 0^\circ\text{C}$ ). Am rechten Twistlock zeigt sich eine kleine Zugkraft aufgrund der positiven resultierenden Verschiebung USUM um  $0.22 \text{ mm}$ - $0.53 \text{ mm}$ , abhängig vom Rollwinkel und der Temperatur. USUM ist der Vektor der Verschiebungssumme  $\text{USUM} = \sqrt{X^2 + Y^2 + Z^2}$ .

Die Übergabe der Verschiebungen vom Grobmodell auf das Submodell funktioniert, wie die PATH Ergebnisse aus dem Kap. 5.2.5 zeigen. Die Abb. 5.22 bestätigt die Ergebnisse der PATH Untersuchungen und zeigt die gleiche Größenordnung, sowie die gleichen Verschiebungskonturen an der Containerecke. Die Übertragung der Belastungen zwischen der Containerecke und dem Twistlock Kopf über die Kontaktelemente der Fläche 4 sind im Grob- und Submodell unterschiedlich und zeigt in Abb. 5.23 eine unterschiedliche Verschiebungskontur. Die Verschiebungen am Grobmodell sind ca. 10% größer als bei dem Submodell. Diese Unterschiede resultieren aus der feineren, aber ungleichmäßigeren Vernetzung des Kontakts zwischen der Basis und dem Twistlock Kopf im Grobmodell.

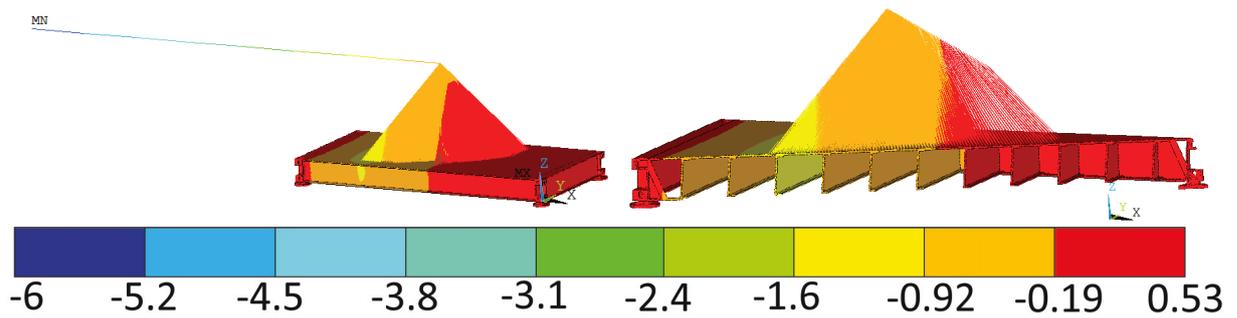


Abbildung 5.21.: Resultierende Verschiebung USUM in [mm] des globalen Modells bei  $\varphi = -15^\circ$  und  $T = -50^\circ\text{C}$  und ein Schnitt durch den Unterboden

Durch die geringeren Verschiebungen im Submodell fallen auch die von-Mises-Spannungen kleiner aus. Aber bei der Auswertung der von-Mises-Vergleichsspannungen zeigen sich ähnliche Spannungsmuster wie in Kap. 4.2.2 des lokalen Twistlock-Systems. In den Abb. 5.24 und 5.25 sind die Spannungsverteilungen am Twistlock Kopf und im Querschnitt des lokalen Twistlock-Systems dargestellt (5.24 - Grobmodell und 5.25 - Submodell). Diese entsprechen der Abb. 4.42 (rechts).

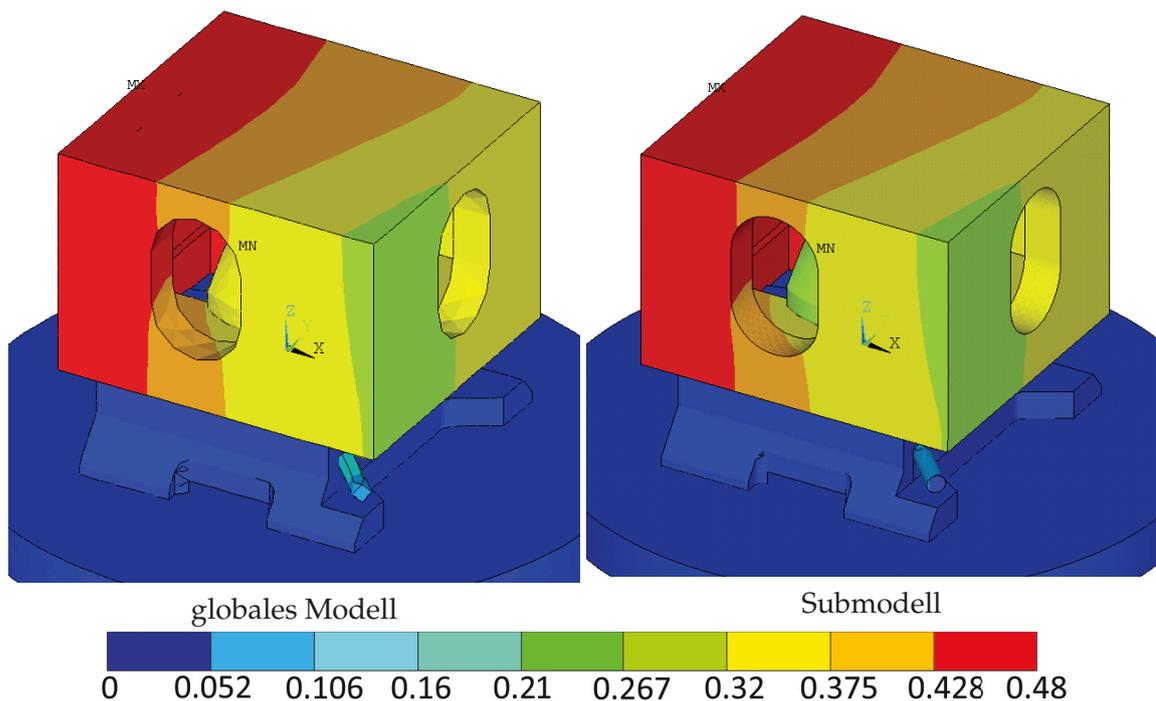


Abbildung 5.22.: Die Verschiebung in z-Richtung UZ in [mmm] des globalen Modells und des Submodells an der Containerecke bei  $\varphi = -30^\circ$  und  $T = -0^\circ\text{C}$

Die asymmetrische Spannungsverteilung im Twistlock Schaft resultiert aus dem veränderten Kräfteinleitungspunkt des Systems, der hier nicht mehr mittig über dem Twistlock sitzt (siehe Kap. 4.2.2), sondern links aufgrund der Kräfte, welche am Kranausleger und im Kranschwerpunkt auf das System wirken. Auch hier ist die Größenordnung zwischen Sub- und Grob-

modell unterschiedlich aufgrund der feineren, aber unregelmäßigeren Vernetzung an der Kontaktfläche im Grobmodell. Ein detaillierter Verlauf der Vergleichsspannung im Twistlock Kopf ist aufgrund der regelmäßigen Elementkantenlänge von 3 mm im Submodell zu erkennen.

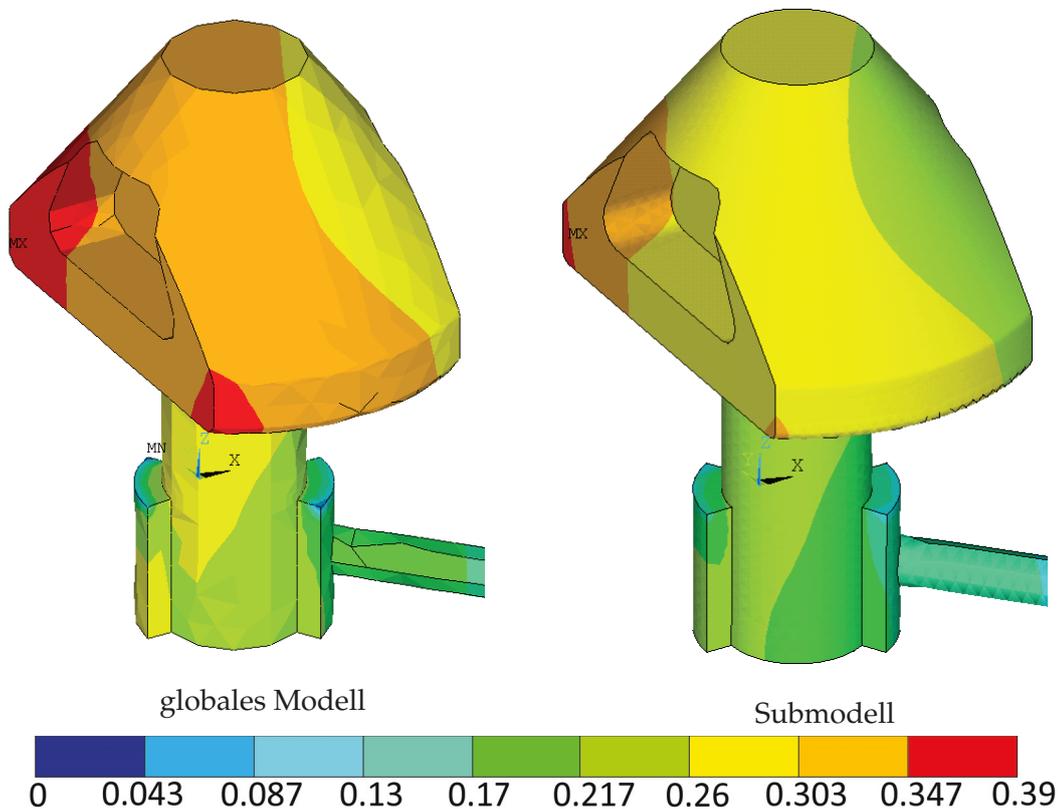


Abbildung 5.23.: Die Verschiebungen in z-Richtung UZ in [mm] im globalen Modell (links) und im Submodell (rechts) bei  $\varphi = -30^\circ$  und  $T = 0^\circ\text{C}$

Um einen Vergleich zwischen Grob- und Submodell zu erhalten sind die Vergleichsspannungs- und Verschiebungswerte verwendbar. Zur Auswertung mittels DNVGL Regularien sind sie aufgrund der fehlenden Werte (Verschiebung) und der vorhandenen Singularitäten im Auswertungsbereich des Twistlock Kopfes nicht geeignet. Entsprechend Kap. 5.3 wird ausschließlich die Schubspannung am Twistlock Kopf für die Auswertung verwendet.

Abb. 5.26 zeigt die Schubspannung auf der Hebel- und gegenüberliegenden Seite des Twistlock Kopfes. Die Abbildungen zeigen höhere Schubspannungen im Grobmodell - auf der linken Seite - aufgrund der feineren Vernetzung auf der Kontaktfläche. Aber durch die grobe und ungleichmäßige Vernetzung im Grobmodell ist auch die Schubspannung am Übergang zur Aufweitung sehr unregelmäßig. Im Vergleich zeigt die gleichmäßige Vernetzung im Submodell - rechts - einen nachvollziehbaren und realistischen Spannungsverlauf.

Der Auswertungspunkt N6 zeigt im globalen Modell eine Schubspannung von  $-137.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  und im Submodell  $-147.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  - das entspricht einem Unterschied von ca. 7%. Auch bei N8 zeigt sich ein minimaler Unterschied von 9% ( $223$  zu  $203 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ ).

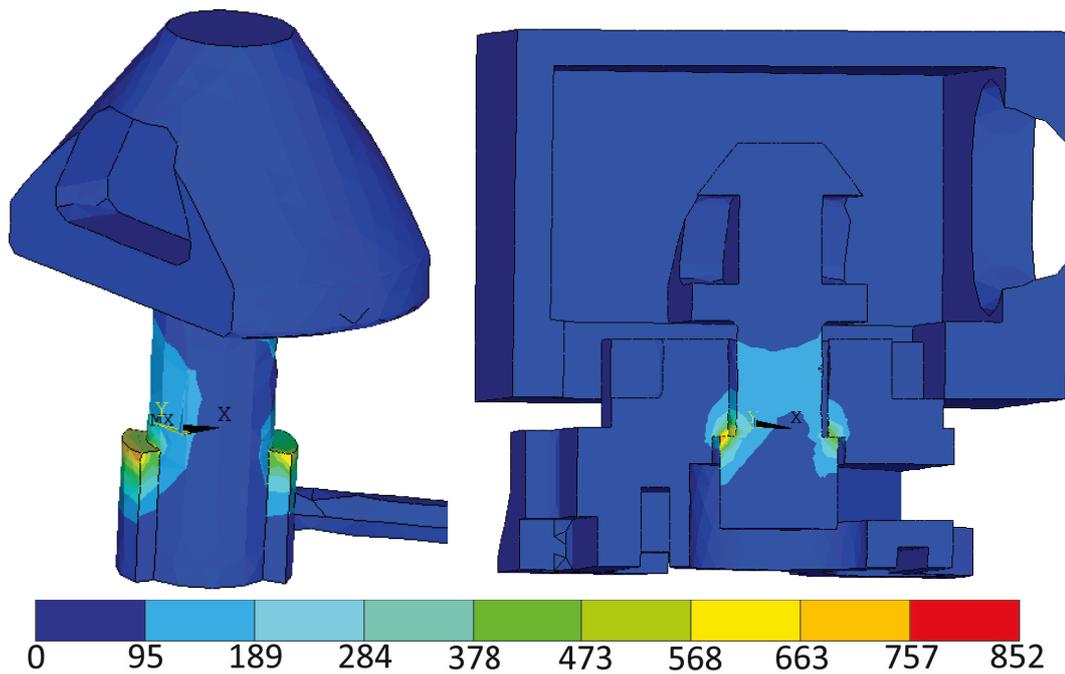


Abbildung 5.24.: Von-Mises-Spannung in  $\left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right]$  des Twistlock Kopfes im globalen Modells bei  $\varphi = -15^\circ$  und  $T = -50^\circ\text{C}$  und ein Schnitt durch das Twistlock-System

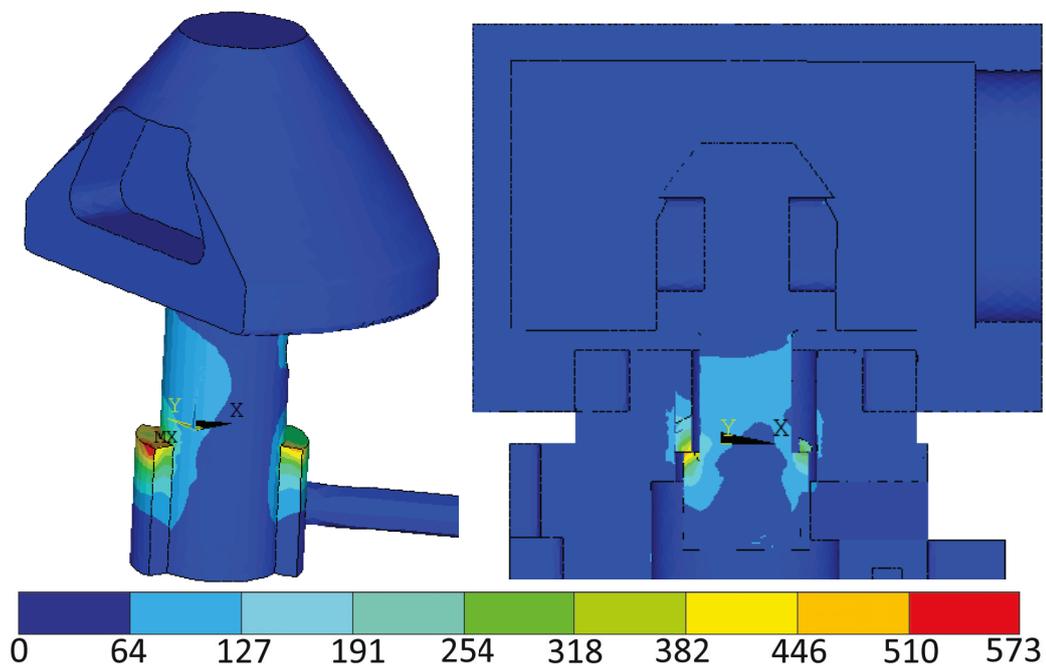


Abbildung 5.25.: Von-Mises-Spannung in  $\left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right]$  des Twistlock Kopfes im Submodells bei  $\varphi = -15^\circ$  und  $T = -50^\circ\text{C}$  und ein Schnitt durch das Twistlock-System

Bei der Vergleichsspannung am Twistlock Kopf zeigt sich bereits ein Unterschied von 18%, basierend auf den Singularitäten an der Twistlock Geometrie. Die geringen Unterschiede der

Schubspannung zwischen Grob- und Submodell werden für die weiteren Analysen bzgl. der Dimensionierungsgleichung vernachlässigt. Die Dimensionierungsgleichung basiert auf den Schubspannungen ermittelt am Submodell an den Knoten N6 und N8.

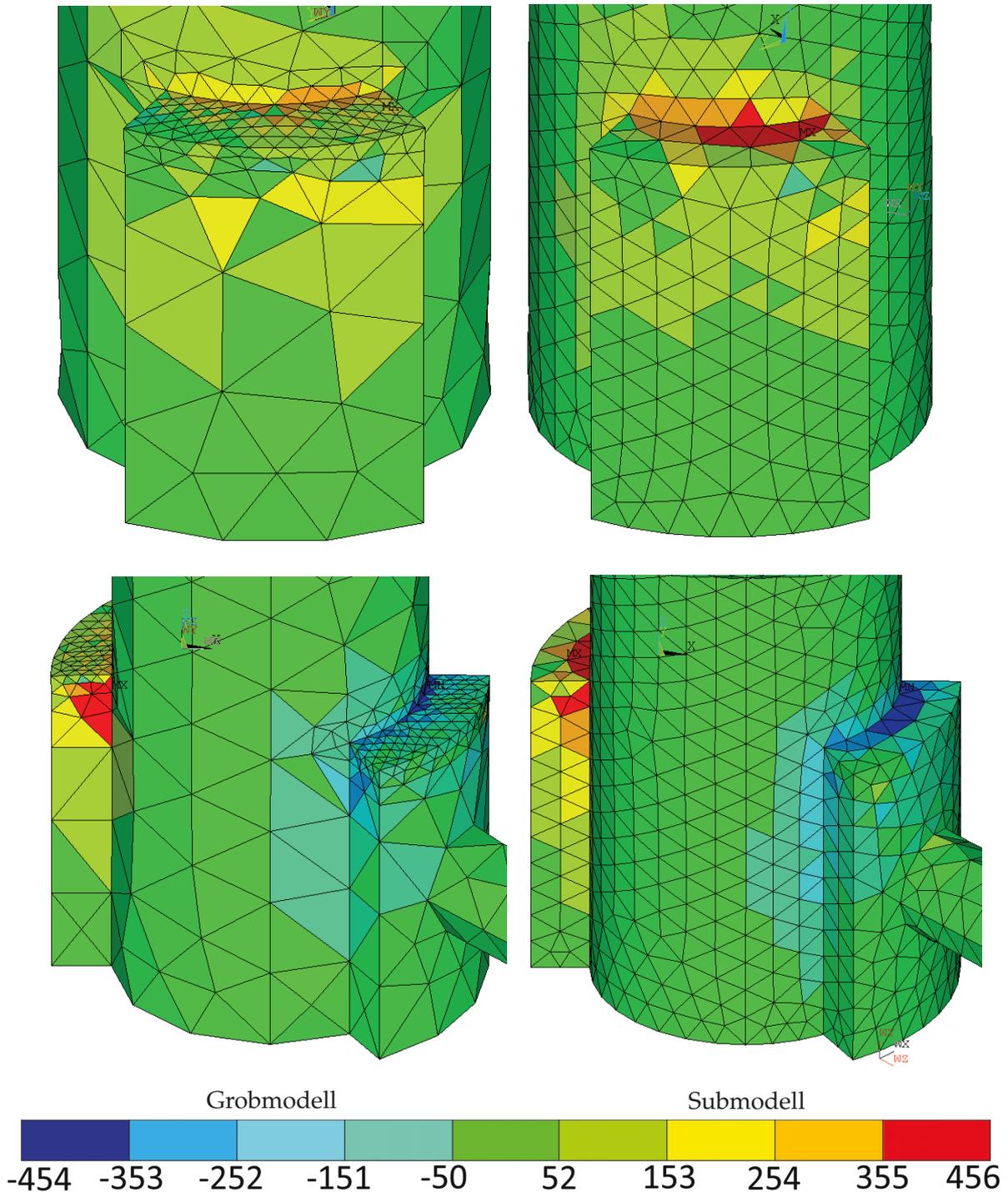


Abbildung 5.26.: Elementschubspannung SXZ in  $\frac{N}{mm^2}$  an der Aufweitung des Twistlock Kopfes bei  $\varphi = -30^\circ$  und  $T = 0^\circ$ : links - Grobmodell; rechts - Submodell

## 5.5. Zusammenfassung zum globalen Modell

Das globale Simulationsmodell besteht aus einem Spezial-Containerunterboden und dem Container-Twistlock-Systemen für die Befestigung auf einer Offshore Plattform. Die Ergebnisse der Simulationen mit dem globalen Modell zeigen folgende Erkenntnisse

- Die globale Analyse ist geteilt in eine Grob- und eine Submodellsimulation. In der Grobmodellsimulation werden die Belastungen, berechnet in Kap. 3.2.3, an dem Kranmodul angetragen und die temperaturabhängigen Variablen - die Streckgrenze und der Reibungskoeffizient - miteinbezogen. In der Submodellsimulation werden die Verschiebungen am Rand der Containerecke (Übergang zwischen Containerunterboden und Containerecke) vom Grobmodell übernommen und das Submodell bestehend aus Containerecke und Twistlock-System aufgebaut und simuliert.
- Die Übergabe zwischen Grob- und Submodell zeigt für die Verschiebungen sehr gute Übereinstimmungen.
- Die Vernetzung des Grobmodells hat deutlich größere Elementkantenlängen, als das Submodell, ausgenommen der Kontaktfläche an der Aufweitung des Twistlockbolzens, die eine detailliertere Vernetzung beinhaltet, damit eine Konvergenz gefunden wird. Diese Verfeinerung des lokalen Netzes führt im Twistlock Bolzen zu einem sehr ungleichmäßigen Netz, wodurch die Spannungsspitzen größer ausfallen und die Ergebnisse unrealistischer sind.
- Das Grob- und Submodell zeigen für die Verschiebung und die Vergleichsspannung am Twistlock Kopf deutliche Unterschiede in der Größenordnung, nicht aber in der Spannungs- und Verschiebungsverteilung.
- Die Vergleichsspannungen können an der Aufweitung des Bolzens nicht ausgewertet werden, aufgrund der dort auftauchenden Singularitäten - durch die scharfen Kanten.
- Der Auswertungsparameter für die Dimensionierungsgleichung ist die Schubspannung in den Knoten N6 und N8 im lokal rotierten KOS um  $-40^\circ$ .
- Die Schubspannungen zeigen im Submodell deutlich gleichmäßigere und realistischere Spannungen als im Grobmodell aufgrund der gleichmäßig feinen Vernetzung des Twistlock Kopfes.
- Für die Dimensionierungsgleichungen werden ausschließlich die Schubspannungsergebnisse des Submodells in den Knoten N6 und N8 verwendet.



## 6. Erstellung der Dimensionierungsgleichung

In diesem Kapitel wird aus den Ergebnissen der globalen Kransimulationen (siehe Kap. 5) die Dimensionierungsgleichung erstellt. Dafür gelten die folgenden Bedingungen

- nur Roll- oder Stampfbewegungen nach ClassNK [ClassNK, 2009]
- der Hebel bleibt auf einer Seite - hier die linke Seite
- die Seilkraft wird immer mit  $90^\circ$  zum Kranausleger angenommen, da dies die maximale Belastung darstellt
- statische Berechnungen
- Resonanzen der Rollbewegung und der Pendelbewegung des Seils werden vernachlässigt, da ausschließlich statisch berechnet wird
- das lokale FEM Twistlock-System ist verifiziert durch Versuche
- Verwendung von einem bilinearen-isotropen Materialmodell
- $\mu_{\text{ausßen}}$  bleibt bei Minustemperaturen konstant, da keine Eisbildung auf der Fläche 1 stattfindet - siehe Abb. 5.4
- Regressionsparameter sind der Rollwinkel  $\mu_{\text{innen}}$  und die Temperatur  $T$
- Ausgewertet wird die Schubspannung an der Aufweitung des Twistlock Schaftes an den Knoten N6 und N8

Die Berechnungen werden anhand zweier Parameter ausgewertet: Temperatur  $T$  und Rollwinkel  $\varphi$ . Dabei ist die angreifende Kraft abhängig vom Rollwinkel:  $F = f(\varphi)$  und das Materialverhalten von der Temperatur:  $R_{0.2p}, \mu = f(T)$ . Dementsprechend wird auch die Regressionsanalyse mit diesen Parametern durchgeführt. Die Regressionsanalyse wird in dieser Arbeit dazu genutzt, den Zusammenhang zwischen der auftretenden Verschiebung, der Temperatur und dem Rollwinkel zu analysieren. Dabei ist die Schubspannung am Knoten N6 die gesuchte Variable und die Temperatur und der Rollwinkel die unabhängigen Variablen, auch Einflussfaktoren genannt. Die Schubspannung wurde als Auswertungsparameter gewählt, da die Vergleichsspannung aufgrund von geometrischen Singularitäten und die Verschiebung aufgrund fehlender Grenzwerte in den bestehenden Regularien nicht verwendet werden können.

Entsprechend dem DNVGL [DNVGL, 2016b, Pt. 5, Ch. 2, Sec. 8, S. 51] liegt die erlaubten Spannungen für Container-Sicherungs-Strukturen bei:

$$\sigma_N = \frac{R_{eH}}{1.25} \quad (6.1)$$

$$\tau = \frac{R_{eH}}{2.5} \quad (6.2)$$

$$\sigma_v = \frac{R_{eH}}{1.13} \quad (6.3)$$

Aufgrund der Abscherung an der Aufweitung in den Versuchen (siehe Kap. 4.1.3) werden die Schubspannungen in diesem Bereich untersucht und zur Auswertung verwendet (siehe Kap. 5.3). Die maximal erlaubte Schubspannung liegt bei  $\tau = 344.4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  bei einer Streckgrenze von  $R_{eH} = 861 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  für den Twistlock Kopf. Die Schubspannungen werden an verschiedenen Knoten untersucht und dargestellt. Für die Auswertungen im Kap. 5.4 wurden die Schubspannungen an den Punkten N6 und N8 verwendet. Abb. 5.11 zeigt die Positionen der ausgewählten Knoten in der Frontalansicht und von unten. Für die Ermittlung wird ein lokales Koordinatensystem genutzt, welches um  $40^\circ$  gedreht und in der Mitte des Twistlock Schafts positioniert ist.

## 6.1. Schubspannungen in Abhängigkeit von $\varphi$ und $T$

In diesem Abschnitt werden die Zusammenhänge zwischen der Schubspannung und den beiden Variablen  $\varphi$  und  $T$  in Diagrammen dargestellt. Außerdem erfolgt eine Vergleich der Spannungskonturen am Twistlock Kopf in Abhängigkeit der Variablen um die Änderungen am Twistlock Schaft nachzuvollziehen.

Abb. 6.1 zeigt den Verlauf der Schubspannungen an dem Knoten N6 für die verschiedenen Temperaturen in Abhängigkeit vom Rollwinkel. Der Verlauf der quadratischen Potenz ist deutlich erkennbar.

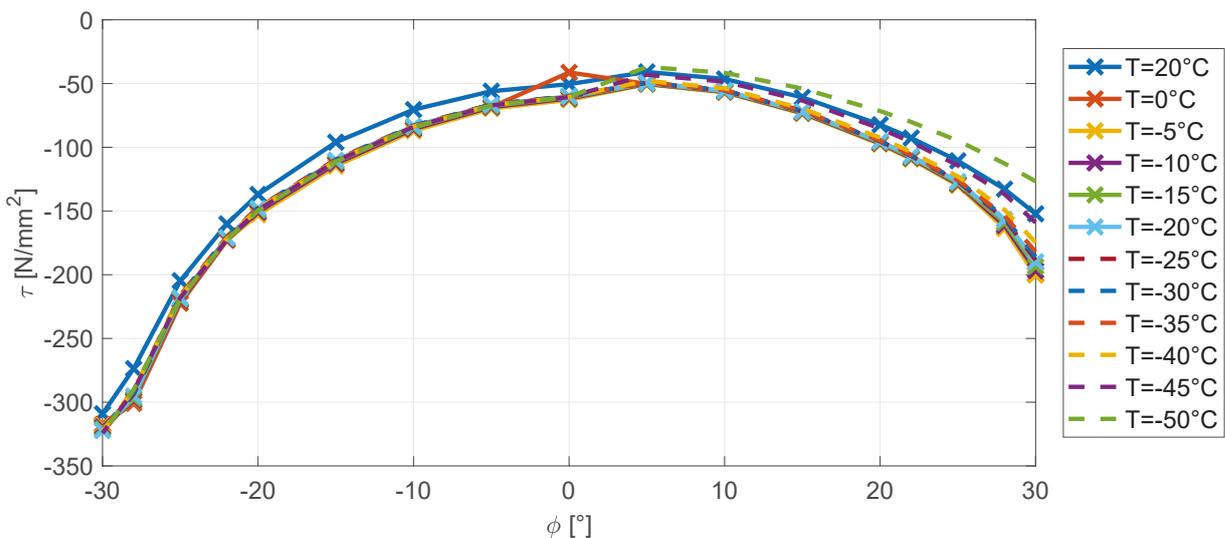


Abbildung 6.1.: Die Schubspannungen am Schaftübergang zur Aufweitung bei dem Knoten N6

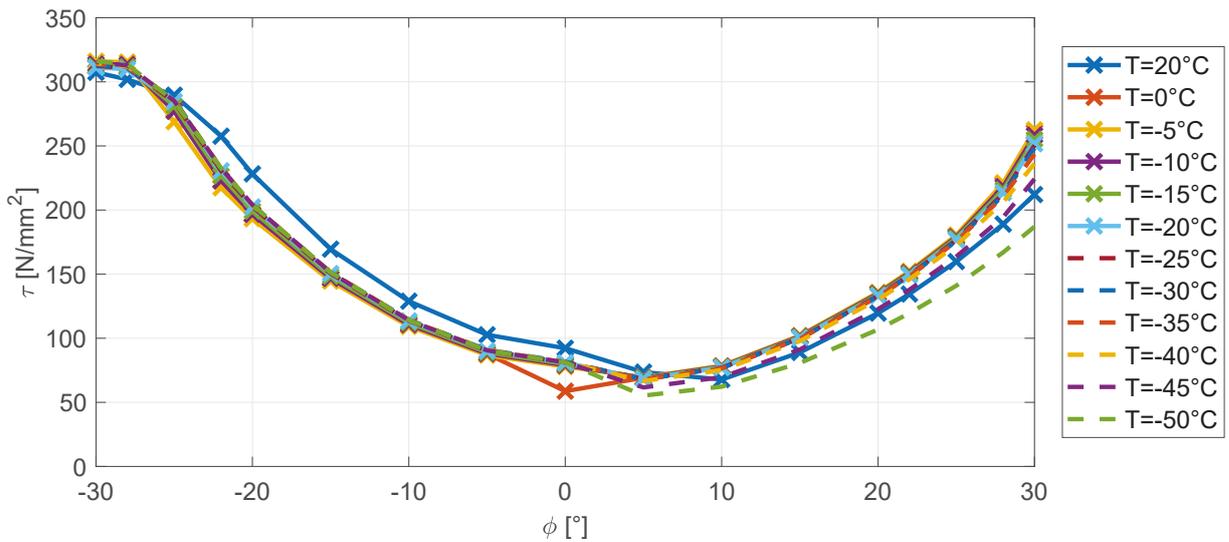


Abbildung 6.2.: Die Schubspannungen am Schaftübergang zur Aufweitung bei dem Knoten N8

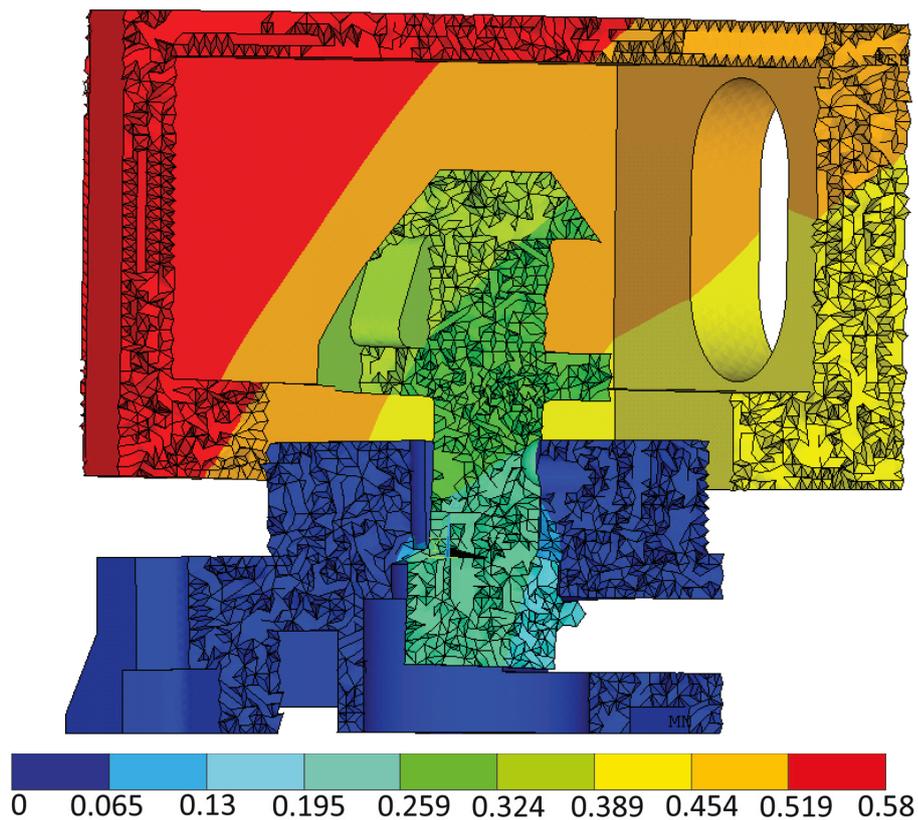


Abbildung 6.3.: Die Verschiebungen am lokalen Twistlock-System beim Submodell für  $\varphi = -30^\circ$  und  $T = 0^\circ\text{C}$  im Querschnitt um das 25-fache vergrößert

Der Verlauf ist nicht symmetrisch aufgrund des nach links ausgerichteten Kranarms, der für positive wie negative Rollwinkel in dieser Position verbleibt. Für die negativen Rollwinkel lie-

gen die Schubspannungen bis zu 36% höher als für den vergleichbaren positiven Rollwinkel. Ein sehr ähnliches Bild zeigt die Auswertung am Knoten N8 auf der gegenüberliegenden Seite vom Hebel. Hier sind allerdings die Schubspannungen für große positive Rollwinkel höher als beim Knoten N6 - siehe Abb. 6.2. Deutlich erkennbar ist, dass ab einem Rollwinkel von  $-28^\circ$  die Schubspannungen stagnieren und nur noch sehr gering ansteigen.

Die Abhängigkeit der Schubspannung von der Temperatur ist unterschiedlich für negative und positive Rollwinkel. Für negative Rollwinkel zeigt sich kaum eine Änderung der Schubspannung für den jeweiligen Rollwinkel in Abhängigkeit der Temperatur. Bei den positiven Rollwinkeln hingegen rutscht der Twistlock mit den veränderlichen Reibungsbeiwerten auf der Basis stärker aufgrund der geringeren Zugkraft. Daher ist die Schubspannung bei positiven Rollwinkeln auf der Hebelseite bis zu 23% kleiner für hohe Reibungskoeffizienten. Diese Unterschiede entstehen durch die Lage des Kranarms (zeigt immer nach links).

Abb. 6.3 zeigt die 25-fache Überspitzung der Verschiebungen - die Tendenz, dass N8 höher (linke Seite) gezogen wird ist zu erkennen. Auch das Aufbiegen des Containerunterbodens führt dazu, dass die Schubspannungen am Knoten N8 etwas größer ausfallen als am Knoten N6.

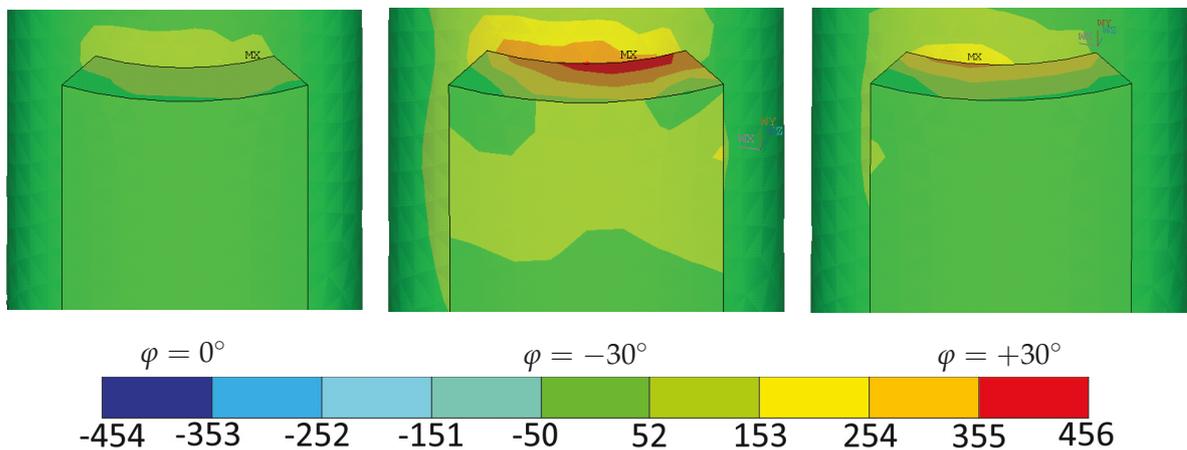


Abbildung 6.4.: Nodalschubspannung im Submodell auf der gegenüberliegenden Seite des Hebels bei  $\varphi = 0^\circ$  und  $\varphi = -30^\circ$  und  $T = 0^\circ\text{C}$

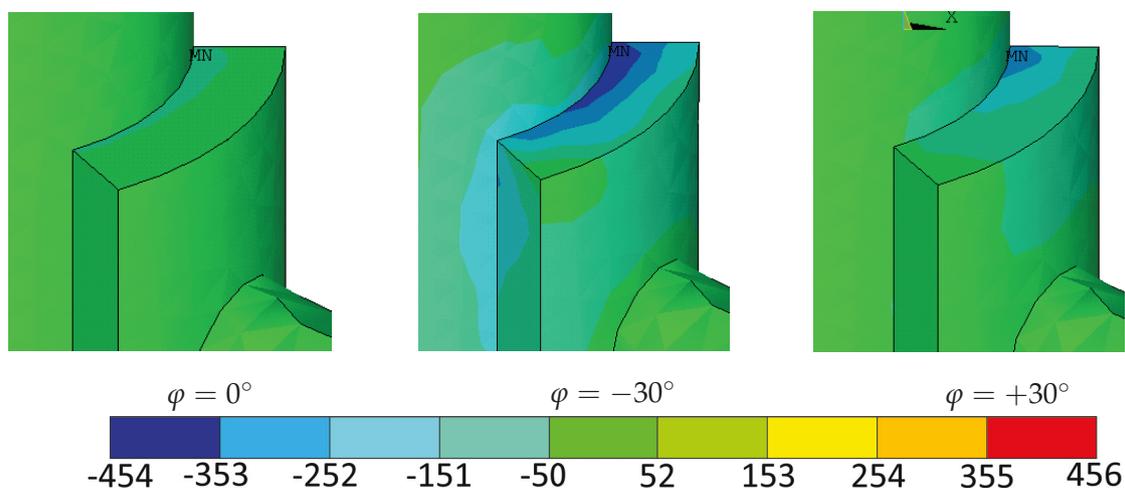


Abbildung 6.5.: Nodalschubspannung im Submodell auf der Hebelseite mit Knoten N6 bei  $\varphi = 0^\circ$  und  $\varphi = -30^\circ$  und  $T = 0^\circ\text{C}$

Abb. 6.5 und 6.4 zeigen die Schubspannungen der Nodallösung auf der Hebelseite, bzw. auf der gegenüberliegenden Seite für die Rollwinkel  $\varphi = 0^\circ$  und  $\varphi = \pm 30^\circ$ . Die Darstellungen untermauern die Ergebnisse aus den Schubspannungs-Rollwinkel-Diagrammen, siehe Abb. 6.1 und 6.2. Mit der Zunahme des Rollwinkels steigt auch die Schubspannung stark an, am Übergang vom Bolzen zur Aufweitung. Das gleiche Ergebnis ist auf der gegenüberliegenden Seite zu erkennen.

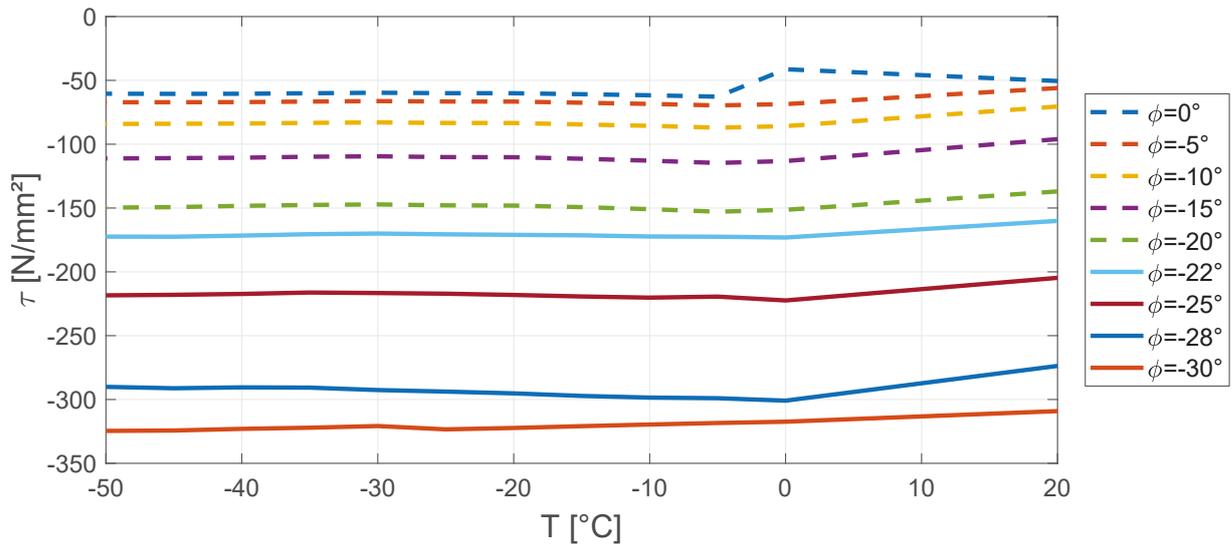


Abbildung 6.6.: Schubspannungen am Schaftübergang zur Ausbuchtung bei dem Knoten N6 für negative Rollwinkel

Die Abb. 6.6 und 6.7 zeigen die Schubspannung als Funktionen über der Temperatur für die negativen (oben) und positiven Rollwinkel (unten). Der Kurvenverlauf ist für negative Rollwinkel sehr flach und teilweise fast konstant. Das ist auch in der Abb. 6.1 zu sehen.

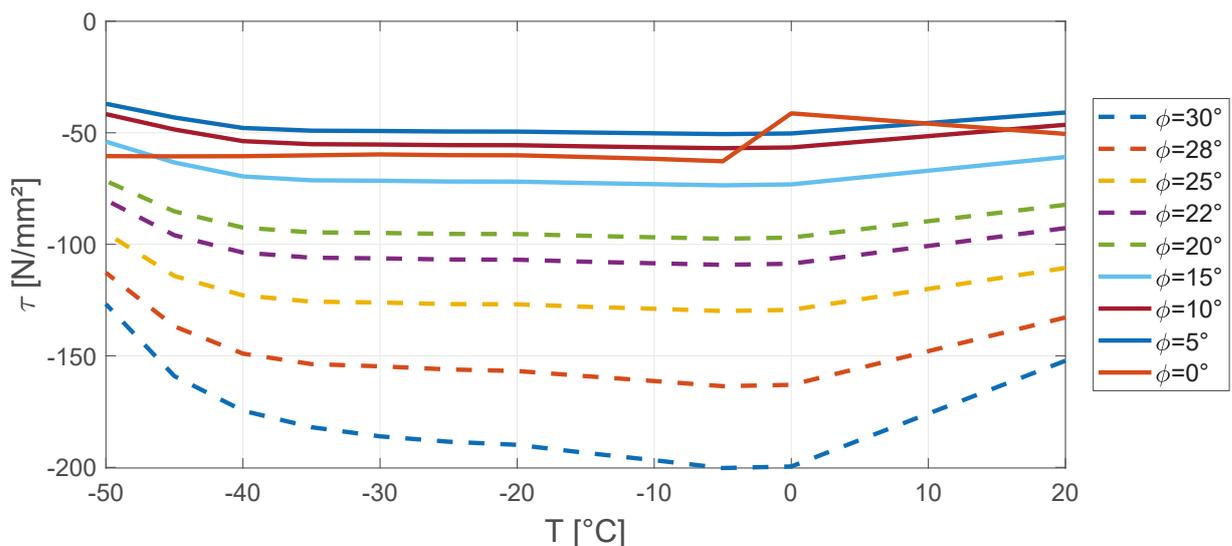


Abbildung 6.7.: Schubspannungen am Schaftübergang zur Ausbuchtung bei dem Knoten N6 für positive Rollwinkel

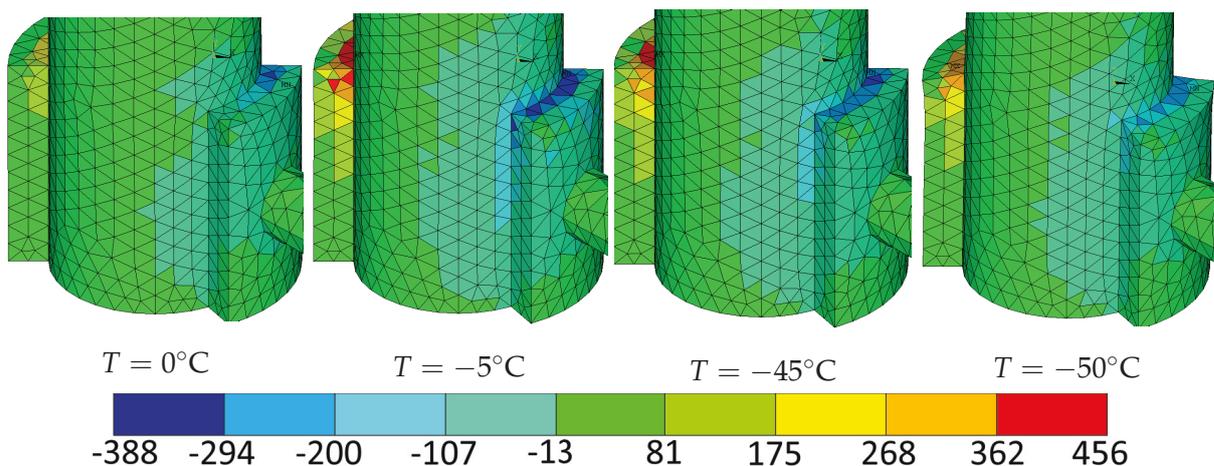


Abbildung 6.8.: Elementarstress im Submodell auf der Hebelseite bei einem Rollwinkel von  $\varphi = 30^\circ$  und verschiedenen Temperaturen

Für positive Rollwinkel zeigt sich eine größere Temperaturabhängigkeit ebenfalls in Form einer quadratischen Funktion - siehe Abb. 6.7. Die größeren Rollwinkel zeigen einen steileren Anstieg als die kleinen Rollwinkel, aufgrund der höheren Belastung. Einen großen Einfluss bei den positiven Rollwinkeln aufgrund der Kranarmstellung hat die Temperatur, genau genommen der Reibungskoeffizient. Durch den Richtungswechsel der Kräfte wird das globale System statt hauptsächlich in Zugkraft - was die höheren Schubspannungen bewirkt - mehr über die Reibung belastet und führt so zu einer höheren Reibungsabhängigkeit. Je höher der Reibungswiderstand, desto geringer die Schubspannungen die am Twistlock-System wirken. Die Streckgrenzen sind bei positiven, wie auch negativen Rollwinkeln gleich und der Einfluss ist marginal. Aufgrunddessen ist bei dem niedrigsten Reibungskoeffizienten bei  $T = -5^\circ\text{C}$  die Schubspannung am größten und mit zunehmendem Reibungskoeffizienten sinken die Schubspannungen. Der Knick in den Kurvenverläufen bei dem Rollwinkel  $\varphi = 0^\circ$  ist nicht durch die ANSYS Berechnungen erklärbar.

In Abb. 6.8 sind die Elementarstress am Twistlock Kopf für mehrere Temperaturen für den Rollwinkel  $\varphi = 30^\circ$  dargestellt. Der Vergleich zeigt deutlich, dass die größten Schubspannungen bei einer Temperatur von  $T = -5^\circ\text{C}$  entstehen und mit zunehmendem Reibungskoeffizienten die Schubspannungen abnehmen.

Abb. 6.9 zeigt den Verlauf der Schubspannung für den Rollwinkel  $30^\circ$  und den allgemeinen Verlauf des Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit von der Temperatur  $T$ , um die Abhängigkeit der Schubspannung von dem Reibungskoeffizienten darzustellen. Der parallele Verlauf der zwei Kurven zwischen  $-50^\circ\text{C} < T < 0^\circ\text{C}$  ist gut erkennbar. Bei den anderen Kurven der positiven Rollwinkel ist der Verlauf in Abhängigkeit der Temperatur weniger ausgeprägt, aber trotzdem sichtbar.

Abb. 6.10 zeigt die Vergleichsspannung nach von-Mises in Abhängigkeit vom Rollwinkel für die verschiedenen Temperaturen. Die quadratische Abhängigkeit vom Rollwinkel  $\varphi$  ist deutlich erkennbar. Außerdem wurde eine Beispielrechnung mit dem Containermodul (siehe Kap. 5.2.6) durchgeführt, um die maximalen von-Mises-Spannungen zu vergleichen. Deutlich erkennbar ist, dass die Spannungen am normalen Containermodul vernachlässigbar klein sind im Vergleich zu dem Kranmodul. Das unterstützt die Behauptung, dass die Befestigung der Arbeitsmodule mittels Twistlocks in den Regularien berücksichtigt, bzw. diese für entsprechende

Arbeitsmodule überarbeitet werden müssen.

Das Diagramm zeigt zudem den Zusammenhang der Vergleichsspannung von der Temperatur bei positiven Rollwinkeln. Die Abhängigkeit vom Reibungskoeffizient an der Kontaktfläche zwischen Twistlock Kopf und Containerecke (siehe Abb. 5.4) ist deutlich erkennbar, da die Vergleichsspannungen am kleinsten sind für die Berechnungen mit dem größten Reibungskoeffizienten bei  $T = -50^\circ\text{C}$  und  $T = 20^\circ\text{C}$  - siehe Abb. 6.9, rechts.

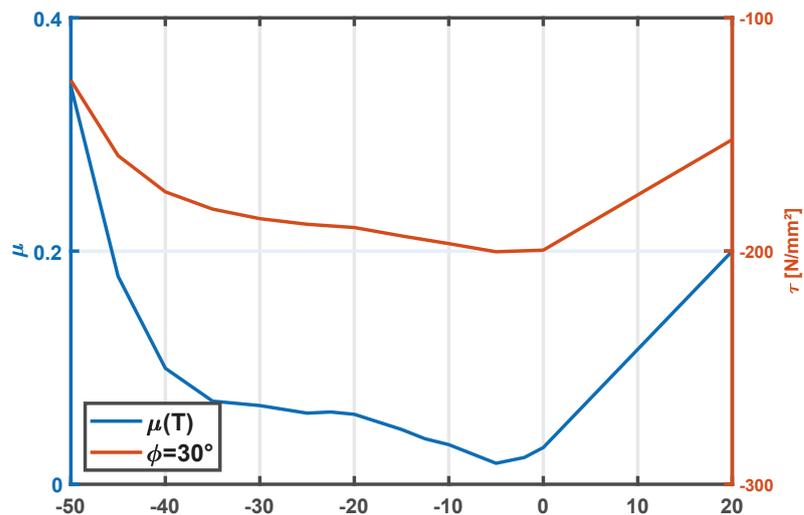


Abbildung 6.9.: Der Verlauf der Schubspannung für  $\phi = 30^\circ$  in Abhängigkeit von T (orange) und der Verlauf der Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit von T (blau)

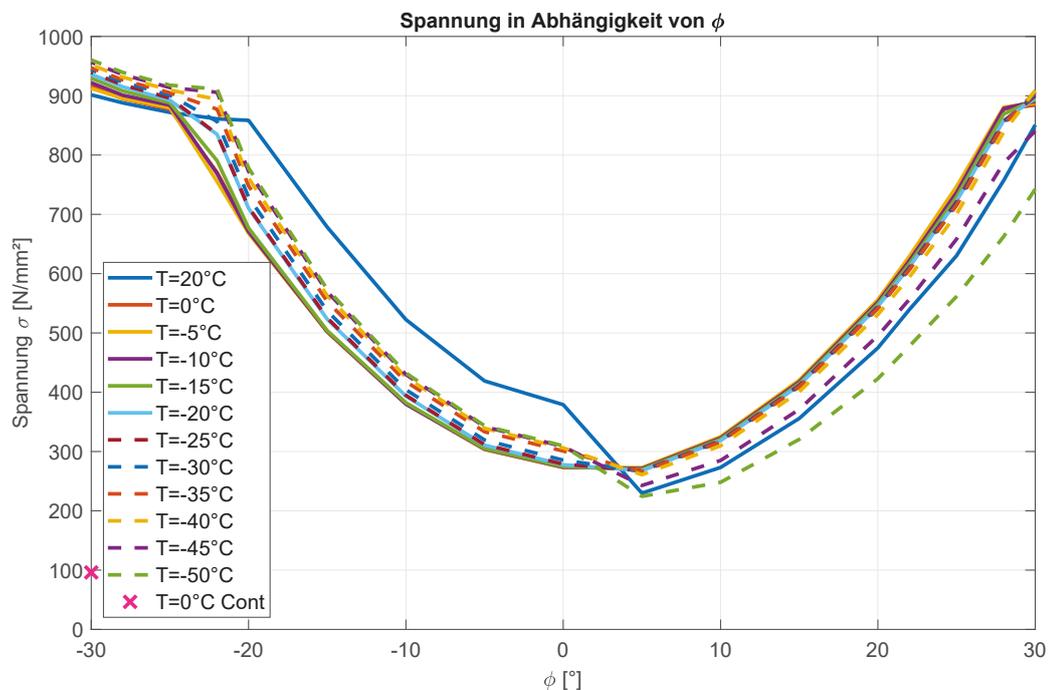


Abbildung 6.10.: Der Verlauf der Vergleichsspannung nach von-Mises des Kranmoduls und als Vergleich eine Rechnung des Containermoduls für  $\phi = -30^\circ$  (pinkes Kreuz)

## 6.2. Erstellung einer Dimensionierungsgleichung

Im vorherigen Abschnitt wurde nachgewiesen, dass die Schubspannung an den Knoten N6 und N8 abhängig ist von der Temperatur und dem Rollwinkel. Für beide Variablen zeigt die Schubspannung einen quadratischen polynominalen Verlauf. Auf Basis dieser Erkenntnisse, wird in diesem Abschnitt die Regressionsanalyse auf die Datensätze der Knotenschubspannungen angewendet, um die Dimensionierungsgleichung zu erhalten.

Die Dimensionierungsgleichung wird mithilfe der in Matlab enthaltenen polynominalen Regression analysiert und ausgewertet (siehe Kap. 2.3). Die Regression geschieht mit dem Befehl „polyfit“ zweimal hintereinander. Die erste Regression wird auf die Temperatur angewendet mit einem Polynom 2.ten Grades. Auf der resultierten Matrix  $p_{vector}$  basiert die zweite Regressionsanalyse in Abhängigkeit vom Rollwinkel ebenfalls mit dem Polynom 2.ten Grades.

$$\tau = [(p_2(1,1) \cdot \varphi^2 + p_2(1,2) \cdot \varphi + p_2(1,3)) \cdot T^2 + ((p_2(2,1) \cdot \varphi^2 + p_2(2,2) \cdot \varphi + p_2(2,3)) \cdot T + ((p_2(3,1) \cdot \varphi^2 + p_2(3,2) \cdot \varphi + p_2(3,3)))] \quad (6.4)$$

$$\tau \leq \tau_{DNVGL} = 344 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.5)$$

Gl. 6.4 zeigt die resultierende Regressiongleichung für die Schubspannung  $\tau$  am Punkt N6. Der Parameter  $p_2$ , der in der Regressionsanalyse berechnet wurde, ist in Tab. 6.1 dargestellt. Wenn die Werte zusätzlich zu dem Rollwinkel und der Temperatur in die Gleichung eingesetzt werden, ist die Gleichung lösbar und kann für jeden Rollwinkel und jede Temperatur in dem Bereich  $-30^\circ \leq \varphi \leq 30^\circ$  und  $-50^\circ\text{C} \leq T \leq 20^\circ\text{C}$  angewendet werden. Das Resultat für den Knoten N6 ist die Dimensionierungsgleichung siehe Gl. 6.6. Auch über diesen definierten Bereich hinaus ist die Gleichung anwendbar. Rollwinkel von  $\varphi = 40^\circ$  sind kalkulierbar. Damit das Twistlock-System hält, ist es unabdingbar, dass die maximale Schubspannung nach 6.5 nicht überschritten wird. Die Gleichung hat die Einschränkung, dass ausschließlich das untersuchte Twistlock-System verwendet werden kann. Eine andere Geometrie und ein anderes Material verändern die lokalen Schwachstellen [Michel und Kaeding, 2015] und führen zu anderen Materialkennwerten und -verhalten in der Simulation.

j	$p_2(j,1)$	$p_2(j,2)$	$p_2(j,3)$
1	$1.8188 \cdot 10^{-5}$	0.00037	0.0047
2	0.000438	0.00601	0.2177
3	-0.2218	1.8307	-43.66

Tabelle 6.1.: Die resultierenden Parameter der Regressionsanalyse der Verschiebungsergebnisse in Abhängigkeit von  $T$  und  $\varphi$  für N6

$$\tau = [(1.8188 \cdot 10^{-5} \cdot \varphi^2 + 0.00037 \cdot \varphi + 0.0047) \cdot T^2 + (0.000438 \cdot \varphi^2 + 0.0060 \cdot \varphi + 0.2177) \cdot T + (-0.2218 \cdot \varphi^2 + 1.83 \cdot \varphi - 43.66)] \quad (6.6)$$

Die Fehlermatrix zeigt für die jeweiligen Rollwinkel und Temperaturen die prozentuale Fehlerquote bei der Anwendung der Regressionsgleichung. Die Tab. 6.2 zeigt den Fehler in % zwischen der Dimensionierungsgleichung und der Realität. Der Fehler sinkt mit zunehmendem Rollwinkel. Der größte Fehler liegt bei  $\varphi = 0^\circ$  aufgrund des Ausreißers bei  $T = 0^\circ\text{C}$ . Der Fehler für  $T = -45^\circ\text{C}$  ist in Abb. 6.11 dargestellt und darauf folgend die Regression für  $\varphi = +30^\circ$  in Abb. 6.13.

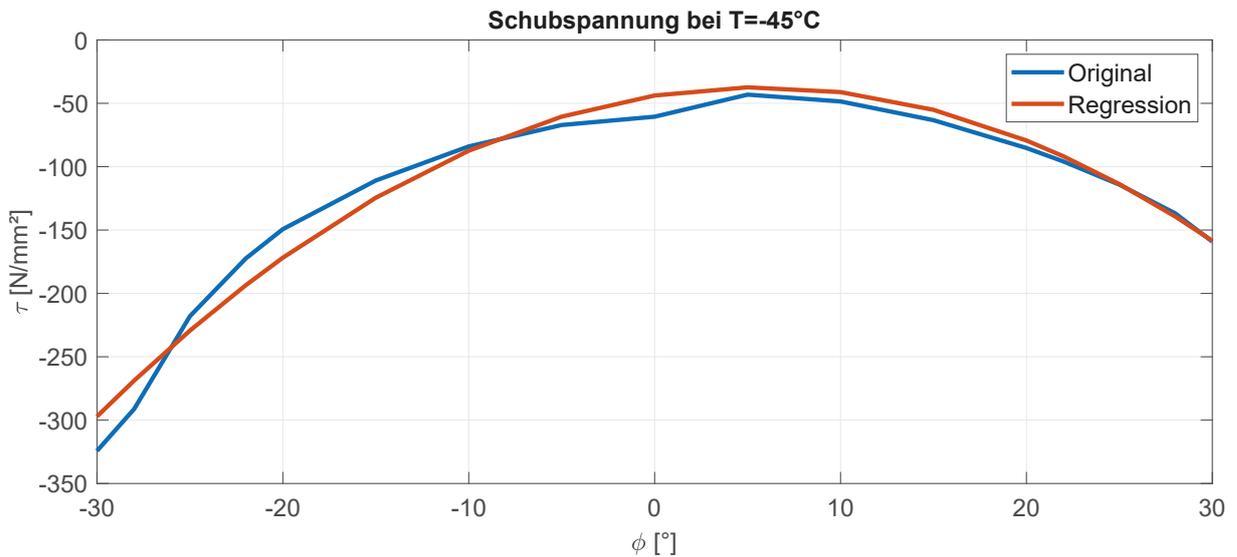


Abbildung 6.11.: Regressionsergebnis nach der Gl. 6.4 für  $T = 45^\circ\text{C}$  vergleichen mit den Simulationsergebnissen an Knoten N6

$\varphi [^\circ] / T [^\circ\text{C}]$	20	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	-50
30	5	-6	-4	-2	0	1	0	-2	-3	-4	0	16
28	5	2	3	6	7	8	6	4	1	-1	2	14
25	3	5	7	9	10	10	8	5	2	-1	0	11
22	-2	2	3	5	6	6	4	2	-2	-5	-4	5
20	-5	-1	0	2	3	3	1	-1	-5	-8	-7	1
15	-14	-10	-8	-6	-5	-5	-6	-9	-12	-15	-13	-7
10	-20	-16	-14	-12	-11	-10	-12	-13	-16	-18	-15	-9
5	-22	-20	-19	-17	-15	-14	-15	-16	-18	-18	-13	-4
0	-26	6	-29	-26	-25	-23	-23	-23	-24	-26	-28	-29
-5	-5	-15	-15	-12	-10	-8	-8	-7	-8	-9	-10	-11
-10	12	-2	-2	0	2	4	5	6	5	5	4	3
-15	20	7	6	9	11	13	13	14	14	13	12	12
-20	18	12	11	13	15	17	17	17	17	16	15	14
-22	14	11	12	12	13	14	14	15	14	13	12	12
-25	7	3	5	5	6	6	7	7	7	6	5	4
-28	-6	-11	-10	-9	-8	-7	-7	-7	-7	-7	-8	-8
-30	-8	-6	-6	-6	-6	-6	-6	-6	-7	-7	-8	-9

Tabelle 6.2.: Fehler in % mit den entsprechenden Temperaturen und Rollwinkeln berechnet mit der Dimensionierungsgleichung am Knoten N6

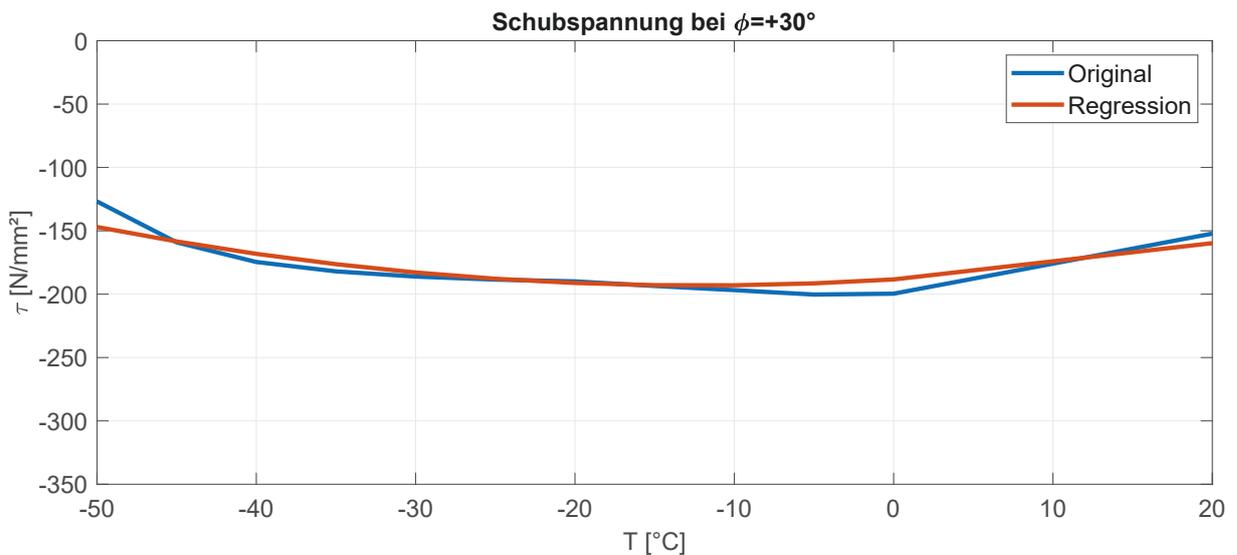


Abbildung 6.12.: Das Regressionsergebnis nach der Gl. 6.4 für  $\varphi = +30^\circ$  vergleichen mit den Simulationsergebnissen

Die Gleichung 6.7 zeigt die Dimensionierungsgleichung für den Knoten N8

$$\tau = \left[ \left( -2.55 \cdot 10^{-5} \cdot \varphi^2 - 6.64 \cdot 10^{-4} \cdot \varphi + 0.0052 \right) \cdot T^2 + \left( -8.24 \cdot 10^{-4} \cdot \varphi^2 - 0.0179 \cdot \varphi + 0.2568 \right) \cdot T + \left( 0.2366 \cdot \varphi^2 - 1.6006 \cdot \varphi + 75.204 \right) \right] \quad (6.7)$$

Tab. 6.3 zeigt die Fehlertabelle für die Dimensionierungsgleichung des Knoten N8. Diese weist deutlich geringere Fehler auf als die Schubspannungen am Knoten N6. Auch hier zeigt der Rollwinkel  $\varphi = 0^\circ$  die größten Fehler auf. Alle anderen Rollwinkel zeigen durchgängig sehr gute Übereinstimmungen.

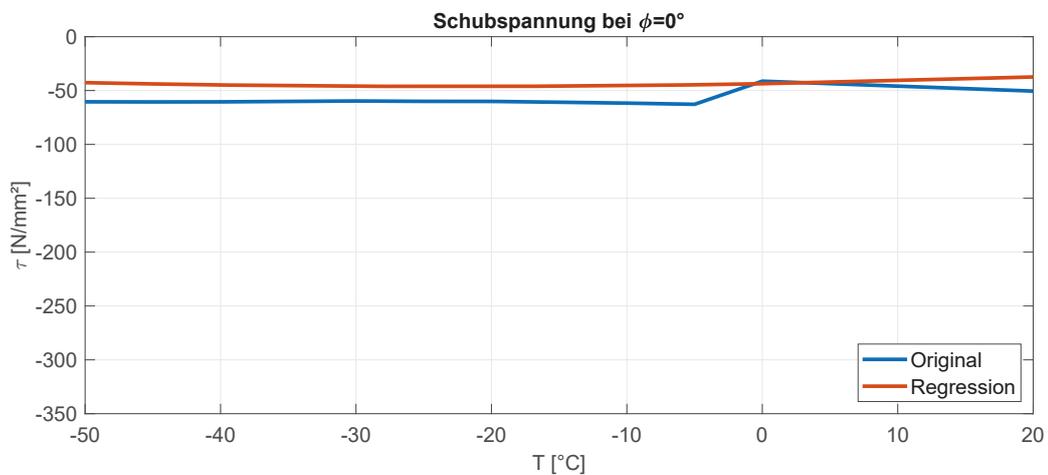


Abbildung 6.13.: Das Regressionsergebnis nach Gl. 6.4 für  $\varphi = 0^\circ$  vergleichen mit den Simulationsergebnissen

$\varphi$ [°] / $T$ [°C]	20	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	-50
30	-4	-8	-7	-5	-3	-2	-3	-5	-6	-7	-6	5
28	-2	-2	-1	2	3	3	2	0	-2	-4	-3	6
25	-1	2	3	5	5	5	4	2	-1	-3	-3	6
22	0	2	3	4	5	5	3	2	-1	-3	-2	6
20	2	2	3	4	5	4	3	1	-1	-3	-2	6
15	8	3	3	4	4	4	3	1	-1	-2	1	9
10	20	6	5	6	6	6	4	3	2	2	8	17
5	4	6	4	4	4	4	3	3	2	4	12	25
0	-11	28	-5	-7	-9	-11	-11	-12	-11	-10	-9	-7
-5	-4	1	1	-2	-3	-5	-5	-5	-4	-2	0	2
-10	-3	4	4	1	0	-2	-2	-2	0	1	3	6
-15	-4	4	4	2	1	-1	0	0	0	1	3	5
-20	-8	3	4	2	0	-1	-1	-2	-1	0	1	2
-22	-10	1	3	0	-2	-3	-3	-3	-3	-2	-2	-1
-25	-7	-5	-2	-5	-7	-8	-8	-8	-8	-7	-7	-6
-28	2	-2	-3	-3	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-1
-30	10	8	6	7	8	8	8	7	7	7	7	7

Tabelle 6.3.: Fehler in % mit den entsprechenden Temperaturen und Rollwinkeln berechnet mit der Dimensionierungsgleichung am Knoten N8

Der auftretende große Fehler bei  $0^\circ$  Rollwinkel ist begründet auf der Wahl des quadratischen Polynoms bei der Regressionsanalyse - der Scheitelpunkt des Polynoms liegt nicht bei  $\varphi = 0^\circ$ , sondern bei  $\varphi = 5^\circ$ , weshalb das quadratische Polynom in den positiven Rollwinkelbereich verschoben werden müsste. Das erklärt auch die relativ hohen Abweichungen im unteren positiven Rollwinkelbereich. Außerdem ist in Abb. 6.13 der Schubspannungs-Temperatur-Verlauf für den Rollwinkel  $\varphi = 0^\circ$  dargestellt. Der Ausstecher bei  $0^\circ\text{C}$  ist deutlich erkennbar und liegt an der Wahl des Reibungskoeffizienten bei dieser Temperatur

### 6.3. Verwendung der Dimensionierungsgleichung

Die im vorherigen Kapitel erstellten Dimensionierungsgleichungen sind auf jeden Fall anwendbar für Twistlock-Systeme:

- der Geometrie von Twist 3
- einer ähnlichen Materialzusammensetzung
- Rollwinkelbereich liegt zwischen  $-30^\circ \leq \varphi \leq 30^\circ$
- Temperaturbereich liegt zwischen  $-50^\circ\text{C} \leq T \leq +20^\circ\text{C}$
- und teilweise anwendbar:

- Für größere Rollwinkel ist eine Erweiterung der quadratischen Funktion möglich.
- Für die Temperatur ist eine Erweiterung in den Tieftemperaturbereich ebenfalls möglich. Zu beachten ist hier die temperaturabhängige Zähigkeit des Materials. Das Material muss für den Tieftemperaturbereich zugelassen sein.
- Kleinere, bzw. gleich große Kräne können mit dieser Dimensionierungsgleichung mit kleineren oder gleichen Lasten verwendet werden. Dabei ist vor allem auf die Länge des Kranarms zu achten. Dieser sollte kleiner oder gleich dem hier verwendeten sein.

Für die Verwendung der Dimensionierungsgleichung für andere Belastungen, Materialien oder Twistlock-Systeme ist zu beachten:

- Andere Module sind anwendbar, indem beachtet wird, dass Druckbelastungen bis 1000 kN keine Probleme darstellen. Bei Zugbelastungen müssen erneute Berechnungen für das entsprechende Modul aufgesetzt werden für den maximalen Rollwinkel und  $T = -5^{\circ}\text{C}$ , da diese Temperatur zum kleinsten Reibungskoeffizienten führt.
- Container zeigen mit der maximalen Zuladung keine Probleme.
- Die Konstruktion des Twistlocks kann von der hier verwendeten abweichen, wichtig zu beachten ist, dass keine Erleichterungslöcher wie bei Twist 1 und 2 verwendet werden und der Verriegelungsmechanismus dem hier verwendeten ähnelt, da sich die Spannungsintensiven Bereiche ansonsten verändern und mit der Schubspannung nicht ausgewertet werden kann.
- Andere Materialien sind durchaus verwendbar, aber auch hier gilt es die Kerbschlagzähigkeit im Tieftemperaturbereich zu beachten und die entstehende Sprödigkeit des Materials vorher zu untersuchen, bzw. zu recherchieren.



## 7. Zusammenfassung der Ergebnisse und Ausblick

Durch die Erderwärmung und dem damit verbundenen Rückgang des Eises in der Arktis, werden die Möglichkeiten der wirtschaftlichen Nutzung dieses Territoriums größer. Eine schon jetzt genutzte Möglichkeit ist die Errichtung von Offshore Plattformen im Norden Russlands, z.B. in der Karasee. Auch in Deutschland innerhalb des „POLAR“ Projektes sind Pläne entwickelt worden für die Errichtung einer schwimmenden Offshore Plattform in der Karasee. Dabei sind die verschärften Umweltbedingungen zu betrachten, wie z.B. die geringen Temperaturen, die großen Temperaturdifferenzen und die Vereisung der einzelnen Komponenten an Bord.



Abbildung 7.1.: Die Vereisung auf einem Fischerboot [Reisekompass, 2015]

Zusätzlich wird die Mobilität der Offshore-Anlagen gewünscht, damit sie vielfältig verwendbar, schnell abbaubar und an anderer Stelle weiter nutzbar sind. Um dies zu gewährleisten werden immer häufiger Module verwendet, mit Maschinenanlagen, Kränen oder Winden die mobil je nach Bedarf eingesetzt werden. Bei der Montage der Plattform sind z.B. mehr Wohnanlagen für die Installateure und Arbeiter nötig, aber auch Mobilkräne, an unterschiedlichen Stellen der Plattform. Während des Betriebs sind mehr mobile Forschungslabore und Arbeitsstätten nötig. Zum Ende der Ölförderung werden mehr Module mit flexibel einsetzbaren Arbeitsmaschinen benötigt. Im Moment werden die flexiblen Module entweder angeschweißt oder aber über das Eigengewicht festgehalten. Diese Arten der Befestigung zeigen allerdings viele Nachteile: durch das Schweißen wird Wärme in die Struktur eingebracht, die sich negativ auf die Festigkeit auswirkt. Außerdem ist das Entfernen solcher Mobileinheiten durch eine Flex zeitaufwendig und schädigt die Strukturen. Die Halterung der Module über das Eigengewicht

ist eine sehr unsichere Variante, da auf schwimmenden Anlagen Rollwinkel von mehr als  $\pm 30^\circ$  erreicht werden. Dabei rutschen die Module unkontrolliert an Deck umher.

Als Lösung für dieses Problem sind in dieser Arbeit Twistlocks als Befestigung für Containerunterbodenmodule vorgesehen, die in das Deck an verschiedenen Bereichen eingelassen, bzw. aufgeschweißt sind. Diese Bereiche müssen zuvor definiert werden, bieten dann aber die Möglichkeit der mobilen Nutzung der Module. In dieser Arbeit wird das Twistlock-System am Beispiel eines Mobilkrans untersucht. Diese Art der Modulbefestigung ist in den Vorschriften der Klassifikationsvorschriften auf Offshore-Plattformen bei arktischen Temperaturen nicht vorgesehen. Twistlocks dienen bisher lediglich der Halterung von regulären Containern auf Schiffen oder Offshore Plattformen. Aber auch auf Containerschiffen gehen immer wieder Container verloren. Dies wäre im Falle eines Kranmoduls mit einem Bediener im Kran ein Fall, der unbedingt verhindert werden muss. Die aktuellen Vorschriften geben für die Twistlock-Systeme keine ausreichenden Regularien vor für die Befestigung von mobilen Modulen. Die Regularien enthalten ausschließlich maximal wirkende Zugkräfte (ISO Norm) und Spannungen nach DNVGL (Schub- und Normalspannungen). Je nach Anwendungsfall reicht das nicht, z.B. bei Kränen ist damit keine maximale Belastung des Kranarms vorgegeben, bzw. ein Krangewicht, etc. In der Arbeit wurde unter anderem nachgewiesen, dass die resultierenden Spannungen an einem Standardcontainer nur ein Minimum im Vergleich zu denen an einem Kranmodul darstellen, aufgrund der unterschiedlich wirkenden Kräfte. Die Gefahren ein Kranmodul zu „verlieren“ ist somit deutlich erhöht, aufgrund der entstehenden Zugkräfte und muss mit einer Vorschrift abgedeckt werden, die klar vorgibt, bis zu welchem Rollwinkel, bzw. Temperatur eine Nutzung mit der maximalen Belastung möglich ist und wann die maximalen Schubspannungen nach DNVGL überschritten werden und der Betrieb unmöglich wird.

## Erkenntnisse über Twistlock-Systeme

In der vorliegenden Arbeit wurden Twistlock-Systeme für bestimmte Belastungen untersucht und analysiert:

- Das Twistlock-System besteht aus Stahlguss (Containerecke: GS-45; Twistlock Basis G20Mn5; Twistlock Bolzen: 41CR4), der entsprechend der Regularien des DNVGL für den Niedrigtemperaturbereich zugelassen ist. Darauf basiert die Annahme für alle Berechnungen, dass keine relevante Versprödung auftritt.
- Durch die Aufarbeitung der Zugproben wurden in zwei Twistlock Typen Materialfehler an signifikanten Bereichen der Twistlock Basis entdeckt. Diese Typen wurden von allen weiteren Berechnungen und Versuchen ausgeschlossen. Auch die Containerecke CE 1 zeigt mehrere Lunker. Basierend auf diesen Ergebnissen werden für alle weiteren Untersuchungen die Kombination aus Twist 3 und CE 2 genutzt.
- Die Zugprobenversuche zeigen, dass die Streckgrenze und die Zugfestigkeit mit abnehmender Temperatur zunehmen. Eine deutliche Änderung des E-Moduls in Abhängigkeit der Temperatur wurde nicht gemessen und bleibt somit konstant. Die Temperaturabhängigkeit des Reibungskoeffizienten wurde durch Literaturrecherche ermittelt. Er spielt für die Kontakte eine wichtige Rolle und zeigt eine signifikante Abhängigkeit von der Temperatur.

- Für die lokalen und globalen Simulationen wird ein bilineares Materialmodell genutzt, basierend auf den Erkenntnissen der Zugprobenergebnisse.
- Das lokale Simulationsmodell wurde validiert mithilfe von Zug- und Druckversuchen bei Raumtemperatur in Hinsicht auf die Kraft-Verschiebungs-Diagramme und bei dem Druckversuch zusätzlich auf die Spannungen.
  - Die Zugversuche für die Kombination aus Twist 3 und CE 2 zeigt eine hohe Zugfestigkeit und hält Zugkräften zwischen  $550 - 600 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  Stand mit einer Verschiebung bis über 15 mm.
  - Eine Verkippung von  $\varphi = 20^\circ$  des Twistlocks führt bei reiner Zugkraft zu einer Erhöhung der Streckgrenze und Zugfestigkeit aufgrund der zusätzlichen Auflagerfläche an der Twistlock Basis.
  - Die Druckversuche zeigen keine plastische Verformung, aber die Verschiebungen in dem vertrimmten System sind deutlich höher als bei dem unvertrimmten System, ebenfalls wegen der zusätzlichen Auflagerfläche.
  - Auch bei den Betriebsfestigkeitsversuchen ist die Anzahl der periodischen Zyklen bei dem vertrimmten Modell deutlich erhöht.
  - Die Ergebnisse der lokalen Versuche zeigen, dass Twistlocks die auf einer rollenden Offshore Plattform in arktischen Temperaturen installiert sind, höheren Belastungen standhalten als bei einem Rollwinkel von  $\varphi = 0^\circ$  und Raumtemperatur: die Streckgrenze erhöht sich mit abnehmender Umgebungstemperatur und die Belastungsaufnahme verbessert sich, wenn es zu einem Verkanten des Twistlocks kommt.
- Für die Auswertung des Simulationsmodells wurde die Schubspannung im lokal rotierten KOS um  $-40^\circ$  am Knoten N6 und N8 gewählt.

## Dimensionierungsgleichung

Mithilfe des lokalen Simulationsmodells ist eine weiterführende Simulation mit einem globalen Modell möglich. Für die globale Simulation wurde ein ANSYS Modell erstellt, bestehend aus vier Twistlock-Systemen, einem Spezialunterboden und einem Kran, an dem die Kräfte angetragen werden. Anhand der Verifizierung des lokalen Modells wurde auf Versuche des globalen Twistlock-Systems verzichtet. Das globale System wurde statisch für eine Auswahl von verschiedenen Rollwinkeln und Temperaturen simuliert und ausgewertet. Aufgrund der Versuchsergebnisse, die zeigen, dass der Twistlock an der Aufweitung entweder abscherft (Traglastversuche) oder anreißt (Betriebsfestigkeitsversuche), wurde die Schubspannung als Auswertungsparameter gewählt.

- Der Auswertungsparameter ist die Schubspannung in den Knoten N6 und N8, die an der Aufweitung am Twistlock Bolzen liegen.

- Die Ergebnisse zeigen eine quadratische Abhängigkeit vom Rollwinkel und bei positiven Rollwinkeln eine offensichtliche quadratische Funktion in Abhängigkeit von der Temperatur; speziell vom Reibungskoeffizienten. Bei den globalen Simulationen wird ganz deutlich: mit zunehmendem Rollwinkel steigt die Schubspannung an der Aufweitung polynomial.
- Durch die Simulation des gesamten Moduls treten andere Krafrichtungen auf (zusätzliche Zugkraft in Richtung Mitte des Containerunterbodens aufgrund des Gewichts des Krans), als bei dem lokalen Versuchs- und Simulationsmodell. Das Verkanten ist somit weniger ausgeprägt als bei einer Zugkraft in z-Richtung und somit auch die höhere Streckgrenze.
- Die Temperatur zeigt einen viel kleineren Einfluss auf die Schubspannung als der Rollwinkel. Die Streckgrenze, die mit abnehmender Temperatur steigt, spielt so gut wie keine Rolle, da sich alle Simulationen im linear-elastischen Bereich befinden. Die Abhängigkeit der Schubspannung von der Temperatur basiert auf dem Reibungskoeffizienten. Dieser ist bei  $-10^\circ \leq \varphi \leq -5^\circ$  am kleinsten und zeigt in diesem Bereich auch die größten Schubspannungen.
- Die Dimensionierungsgleichung wurde mithilfe einer polynomialen Regressionsanalyse erstellt. Die Kurvenverläufe der beiden Variablen - Rollwinkel  $\varphi$  und Temperatur  $T$  - wurden mit dem Polynom 2. Grades ausgewertet. Das Resultat für den Knoten N6 ist die folgende Dimensionierungsgleichung.

$$\tau = [(1.8188 \cdot 10^{-5} \cdot \varphi^2 + 0.00037 \cdot \varphi + 0.0047) \cdot T^2 + (0.000438 \cdot \varphi^2 + 0.0060 \cdot \varphi + 0.2177) \cdot T + (-0.2218 \cdot \varphi^2 + 1.83 \cdot \varphi - 43.66)]$$

- Die Dimensionierungsgleichung ist anwendbar für:
  - die Geometrie von Twist 3
  - einer ähnlichen Materialzusammensetzung
  - der Rollwinkelbereich liegt zwischen  $-30^\circ \leq \varphi \leq 30^\circ$
  - der Temperaturbereich liegt zwischen  $-50^\circ\text{C} \leq T \leq +20^\circ\text{C}$
- Die Kontrolle mit der Dimensionierungsgleichung erfolgt für alle Rollwinkel und Temperaturen. Daraus ergibt sich die Fehlermatrix - diese zeigt für kleine Rollwinkel im Bereich von  $-5^\circ \leq \varphi \leq +10^\circ$  einen maximalen Fehler von 29%. In den anderen Bereichen der Variablen sind die Fehler einstellig. Das weist eine sehr gute Übereinstimmung vor allem für große Rollwinkel nach. Das ist der relevante Arbeitsbereich, da die Schubspannungen im großen Rollwinkelbereich als kritisch anzusehen sind. Für den ausgewählten Bereich  $-30^\circ \leq \varphi \leq +30^\circ$  bleiben alle Schubspannungen unter der maximalen Schubspannung von  $\tau = 344 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ .

Die Dimensionierungsgleichung stellt eine Möglichkeit dar, die Grenzen der Modularisierung zu verifizieren und zu visualisieren. Mit der Gleichung ist eine Berechnung der Schubspannungen möglich, auch in Bereichen außerhalb der hier analysierten Rollwinkel und Temperaturen.

- Tiefere Temperaturen, sowie höhere Rollwinkel sind in die Gleichung einsetzbar. Für einen Rollwinkel von z.B.  $\varphi = -40^\circ$  und  $T = -10^\circ\text{C}$ , was eine beträchtliche Verkippung darstellt, ergibt sich eine Schubspannung von  $\tau = 475 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \geq 344 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ . Bei einem Rollwinkel von ca.  $\pm 30^\circ$  ist dementsprechend spätestens das Gewicht, bzw. die Kranarmlänge zu reduzieren.
- Kleinere Kranarmlängen wie auch kleinere Belastungen werden mit der Dimensionierungsgleichung, welche den „worst case“ bildet, abgedeckt.
- Zusätzlich zu der Dimensionierungsgleichung ist das ANSYS Macro veränderbar:
  - Im Grobmodell ist das Modul mit den angreifenden Belastungen austauschbar. Anderen Modulaufsätze, wie z.B. Winden, Wohncontainer, individuelle Arbeitsmodule sind mit den hier entstandenen Macros berechenbar. Das Hauptaugenmerk sollte auf Modulen liegen, durch die Zugkräfte, bzw. Dauerbelastungen auf das Twistlock-System wirken. Druckbelastungen stellen für Twistlocks kein Problem dar.
  - Andere Twistlock Designs sind in dem ANSYS Macro nutzbar, solange keine Erleichterungslöcher im Kopf vorhanden sind und der Verschlussmechanismus ähnlich funktioniert.
  - Die Abmaße des Twistlocks, wie auch der Containerecke sind parametrisiert und können variiert werden.

## Ausblick

Die Dimensionierungsgleichung ist für diesen Twistlock-System Typ in arktischen, sowie in Normaltemperaturbereichen bei verschiedenen Rollwinkeln anwendbar. Da Zugbelastungen, sowie Dauerbelastungen unter Zug die größten Probleme darstellen, sollten zusätzliche dynamische Simulationen durchgeführt und verglichen werden. Diesbezüglich wäre die Erstellung einer Wöhlerkurve eine der zukünftigen Aufgaben.

Außerdem sollten zusätzlich andere Twistlock Typen ausgewählt und ebenfalls untersucht werden, um eine Auswahl an Twistlock-Systemen miteinander zu vergleichen und darzustellen. Auch die Doppel-Twistlock-Systeme sollten dabei beachtet werden, um zu untersuchen ob sie eine sinnvolle Alternative für die Boden Twistlocks darstellen. Auf Offshore Plattformen kommen zu den statischen Belastungen auch dynamische dazu, wie Vibrationen die z.B. von Eisplatten durch Druck auf die Struktur übertragen werden. Diese sollten durch separate Simulationen mit dem globalen Modell ermittelt und analysiert werden. Über einen dynamischen Koeffizienten könnte diese zusätzliche Vibration in der Dimensionierungsgleichung berücksichtigt werden.

Um den Kälteeinfluss auf das Material weiter zu erforschen, ist eine Untersuchung der Zähig-

keit des verwendeten Stahlgusses in Abhängigkeit der Temperatur nötig, um die Ergebnisse vom DNVGL zu verifizieren. Der Reibungskoeffizient muss detailliert geprüft werden. Zu dieser Problematik, die sich nicht nur hier stellt, ist sehr wenig aktuelle Literatur vorhanden und auch andere Forschungsinstitutionen arbeiten an dieser Thematik, z.B. TU Hamburg/Harburg. Weiterhin ist eine Kontrolle der Materialbeschaffenheit der Twistlock-Systeme wichtig, um die Typen herauszufiltern, die Materialfehler aufweisen, diese auszusortieren und somit die gesamte Qualität auf Dauer zu verbessern - nicht nur für die Befestigung von den Modulen, sondern auch für normale Container. Dafür müssen immer wieder Stichproben genommen und überprüft werden. Eine Vorschrift sollte zusätzlich die Qualität des Materials von Twistlocks, die für die Sicherung von Maschinenmodulen mit Steuerung durch einen Menschen vorgesehen sind, vorgeben. Materialfehler dürfen nicht an signifikant wichtigen Stellen auftreten.



## A. Ergebnisse der Zugproben

In diesem Kapitel sind die Ergebnisse der Zugproben aus dem Kap. 3.1 dargestellt. Unterteilt sind sie in die einzelnen Bauteile und der linear-elastische Bereich wird detailliert herausgenommen und aufgezeigt. Verglichen werden die Proben bei Raumtemperaturmessung im KTL und IGP, sowie die Messung in der Kältekammer im IGP. Außerdem ist der Vergleich zwischen Simulation und Zugversuch dargestellt, zum einen über den Kolbenweg und über die Verschiebung des Extensometers.

### A.1. Containerecke CE 2

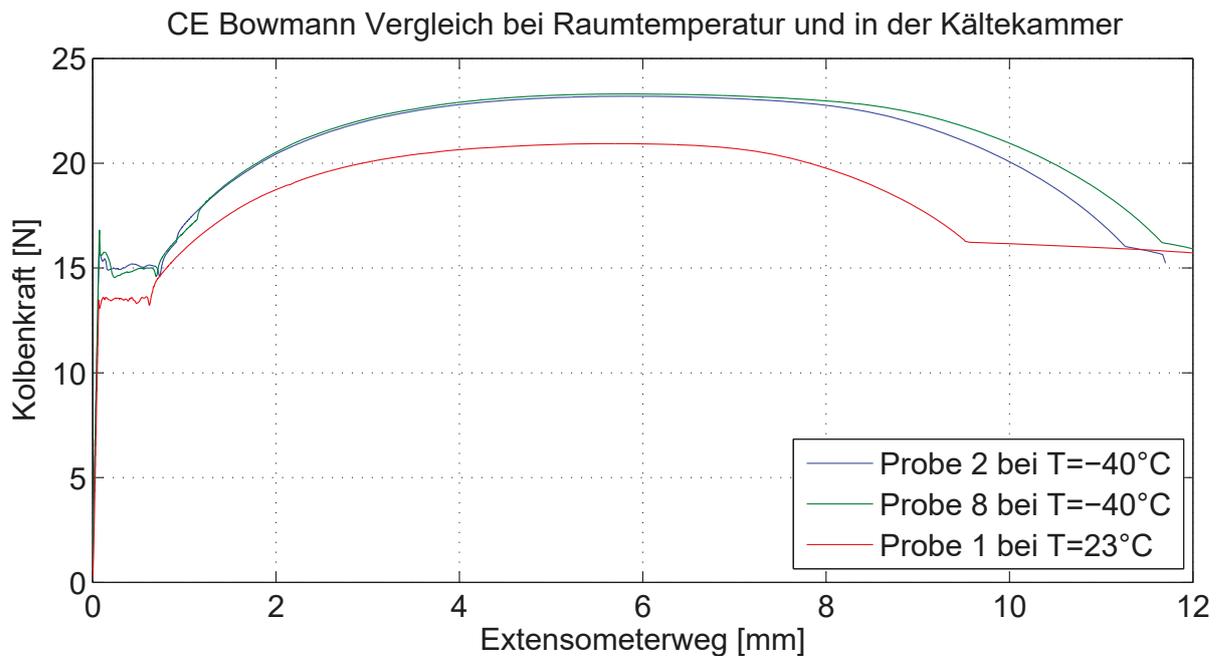


Abbildung A.1.: CE 2: Vergleich Kältekammer  $T=-40^{\circ}$  und Raumtemperatur  $T=23^{\circ}$  Fraunhofer Institut

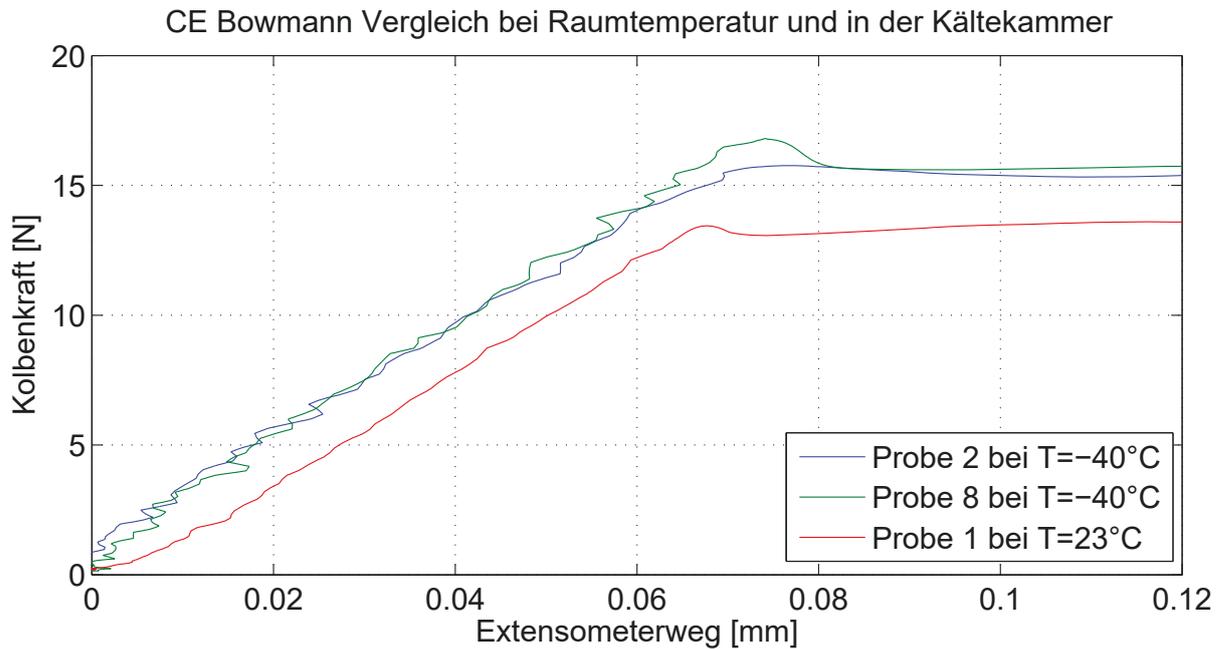


Abbildung A.2.: CE 2 Anstieg bis zur Streckgrenze: Vergleich Kältekammer  $T=-40^{\circ}$  und Raumtemperatur  $T=23^{\circ}$  Fraunhofer Institut

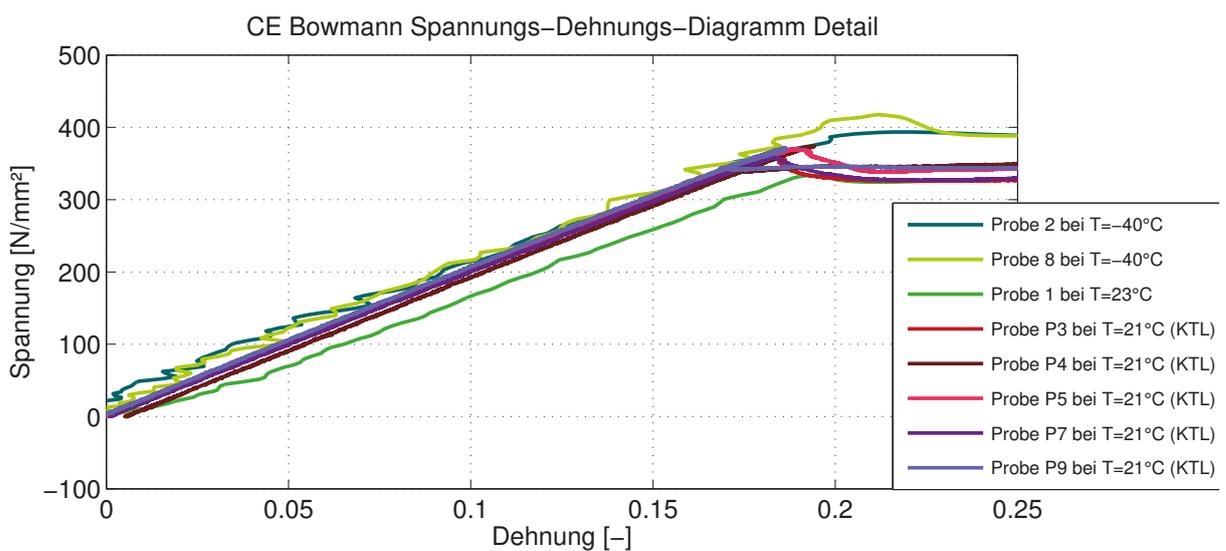


Abbildung A.3.: CE 2 Anstieg bis zur Streckgrenze: Vergleich Kältekammer  $T=-40^{\circ}$  Raumtemperatur  $T=23^{\circ}$  im Fraunhofer Institut und  $T=21^{\circ}$  beim KTL

## A.2. Containerecke CE 1

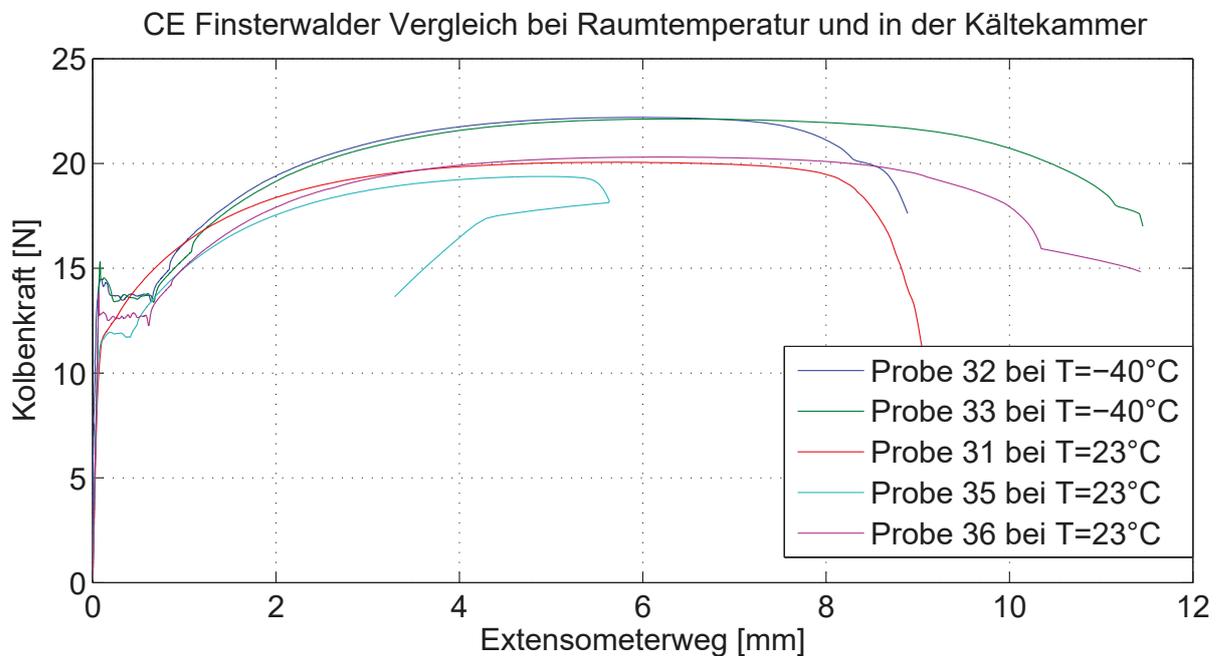


Abbildung A.4.: CE 1: Vergleich der einzelnen Zugproben in der Kältekammer bei T=-40° IGP

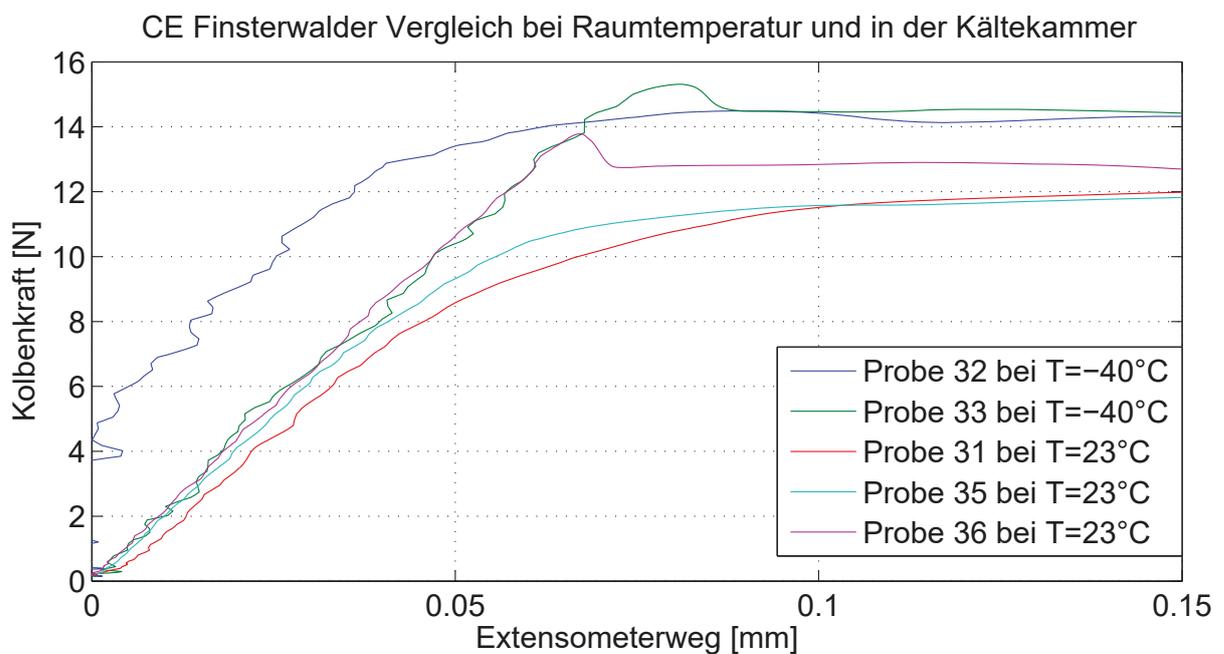


Abbildung A.5.: CE 1 Anstieg bis zur Streckgrenze: Vergleich der einzelnen Zugproben in der Kältekammer bei T=-40° IGP

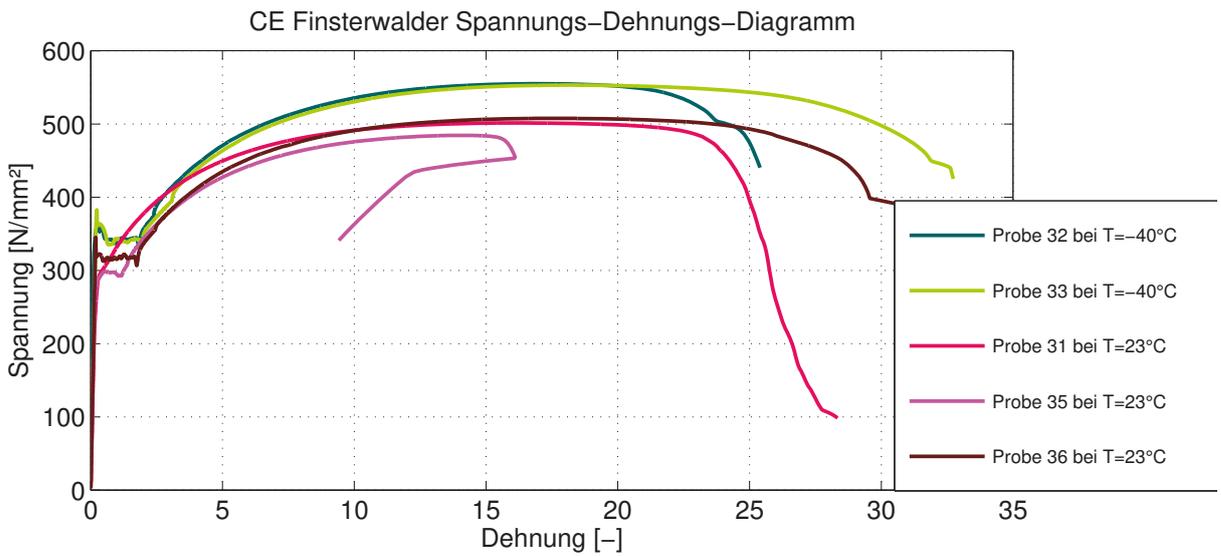


Abbildung A.6.: CE 1 Spannungs-Dehnungs-Diagramm: Vergleich der einzelnen Zugproben in der Kältekammer bei T=-40° IGP und beim KTL bei T=21°

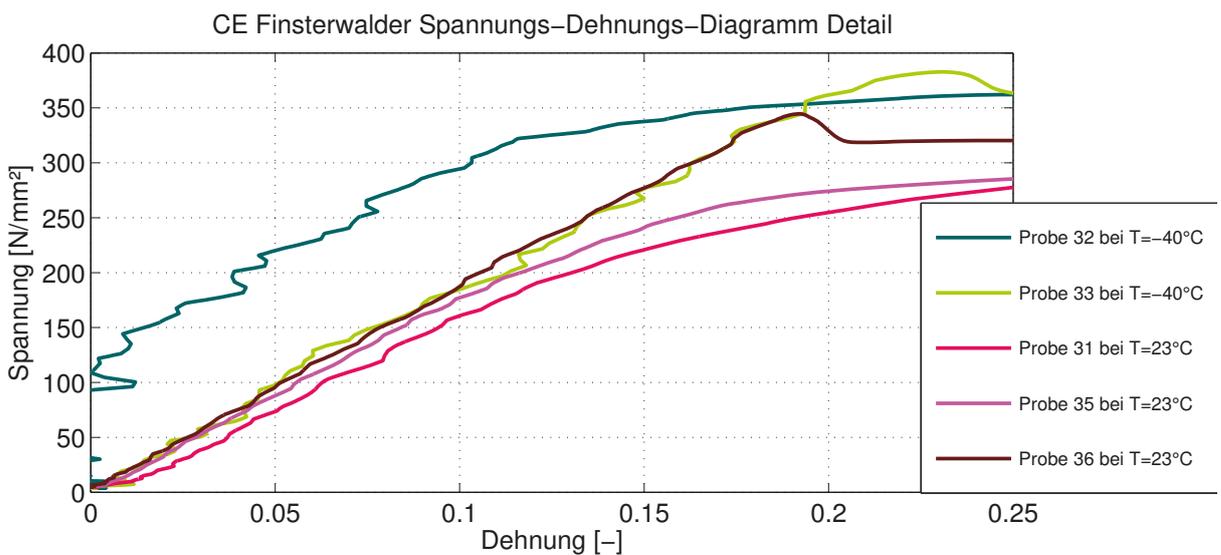


Abbildung A.7.: CE 1 Spannungs-Dehnungs-Diagramm: Vergleich der einzelnen Zugproben in der Kältekammer bei T=-40° IGP und beim KTL bei T=21°

### A.3. Twistlock Twist 3

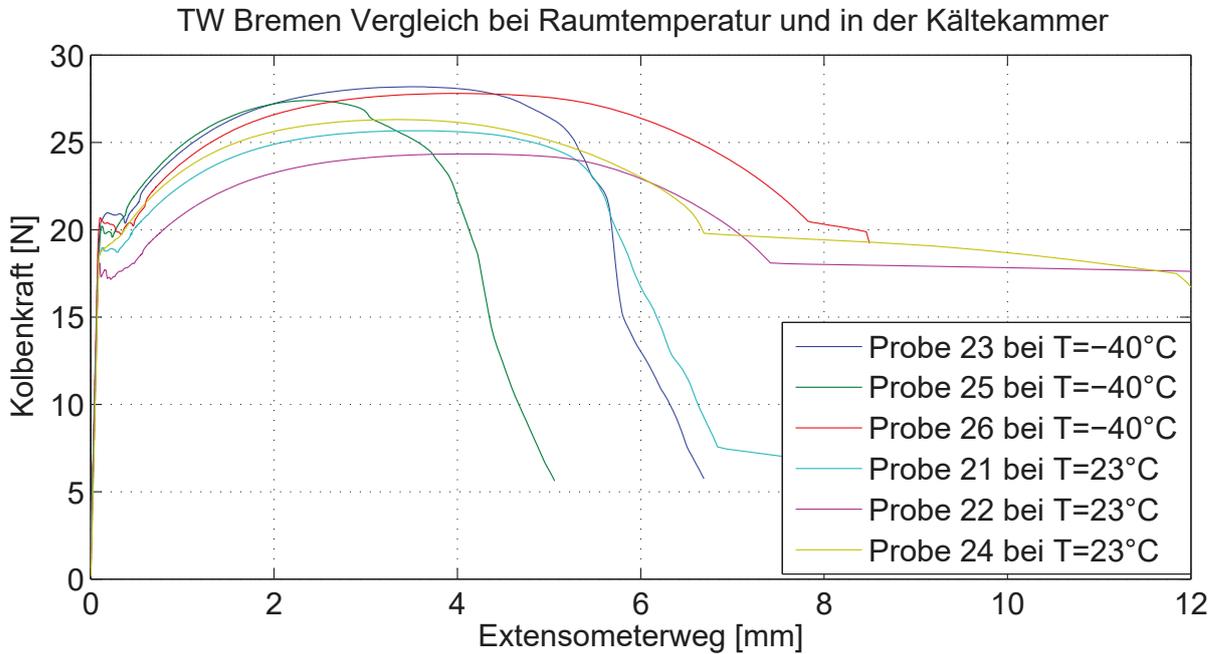


Abbildung A.8.: Twist 2: Vergleich Kältekammer T=-40° und Raumtemperatur T=23° IGP

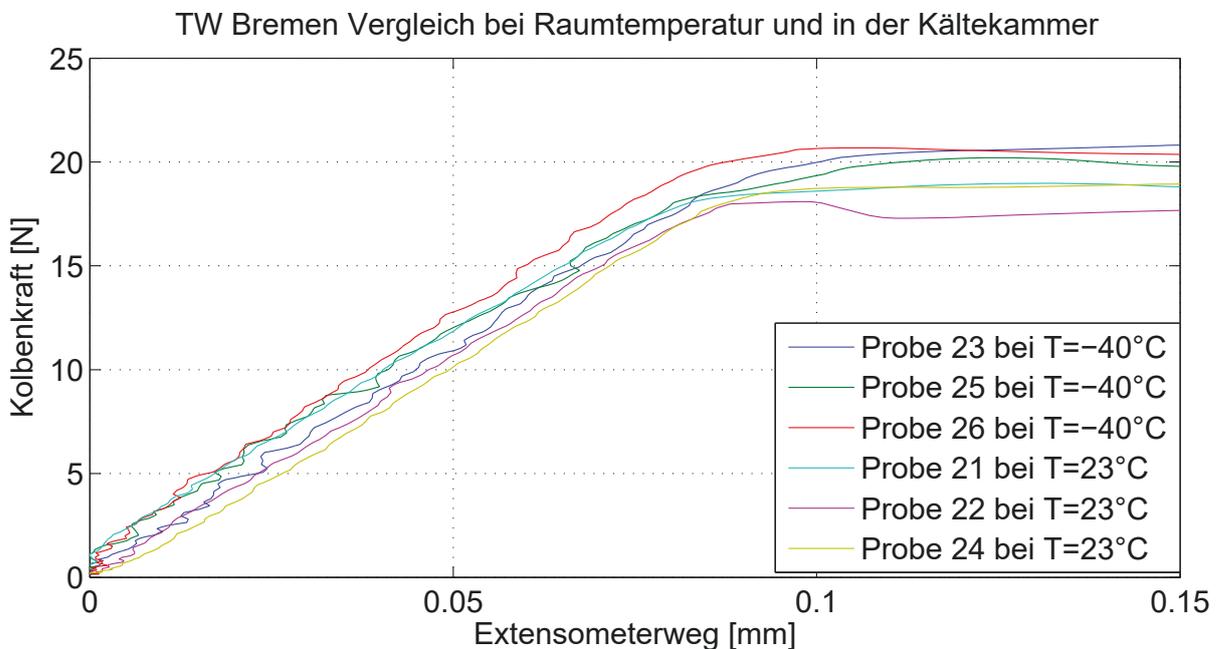


Abbildung A.9.: Twist 2 Anstieg bis zur Streckgrenze: Vergleich Kältekammer T=-40° und Raumtemperatur T=23° IGP

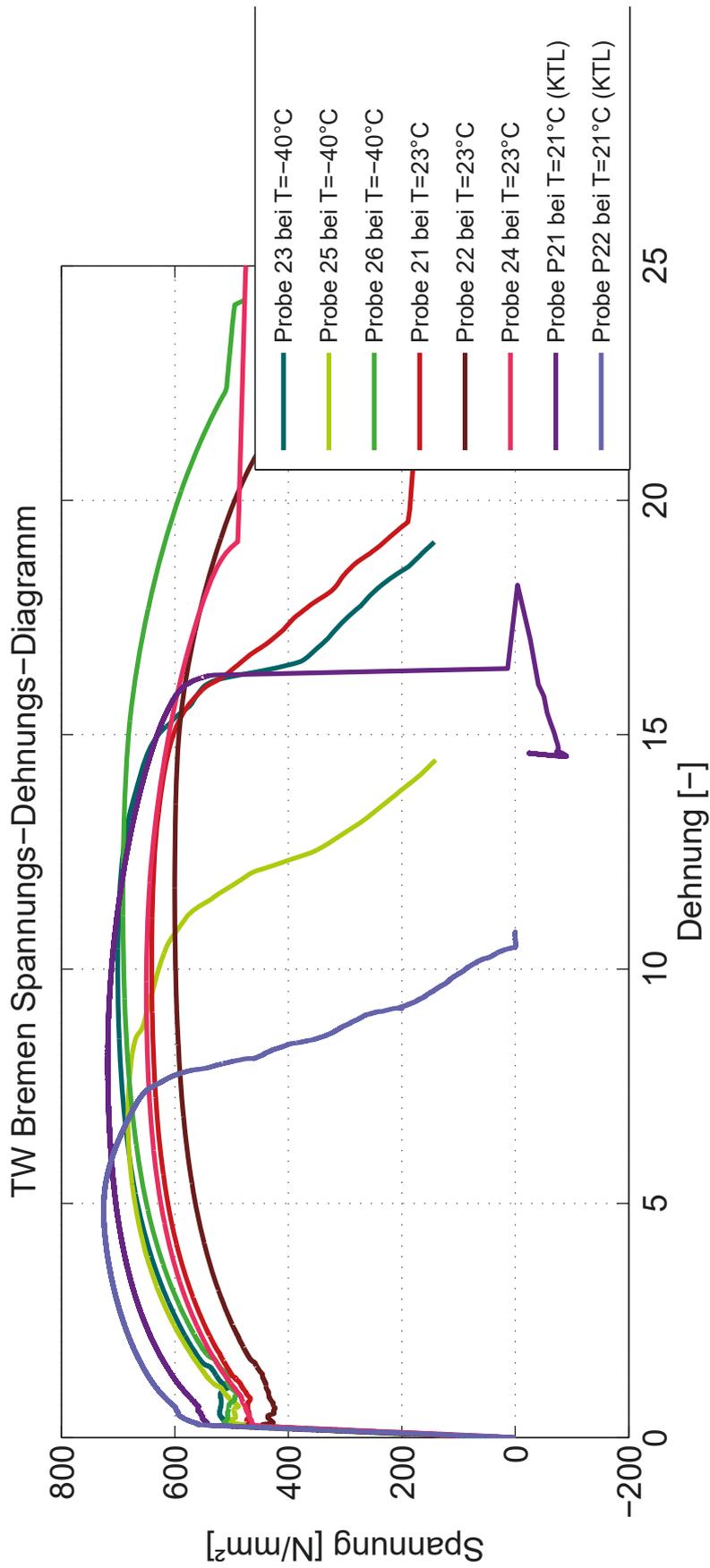


Abbildung A.10.: Twist 2 Anstieg bis zur Streckgrenze: Vergleich Kältekammer T=-40° und Raumtemperatur T=23° IGP

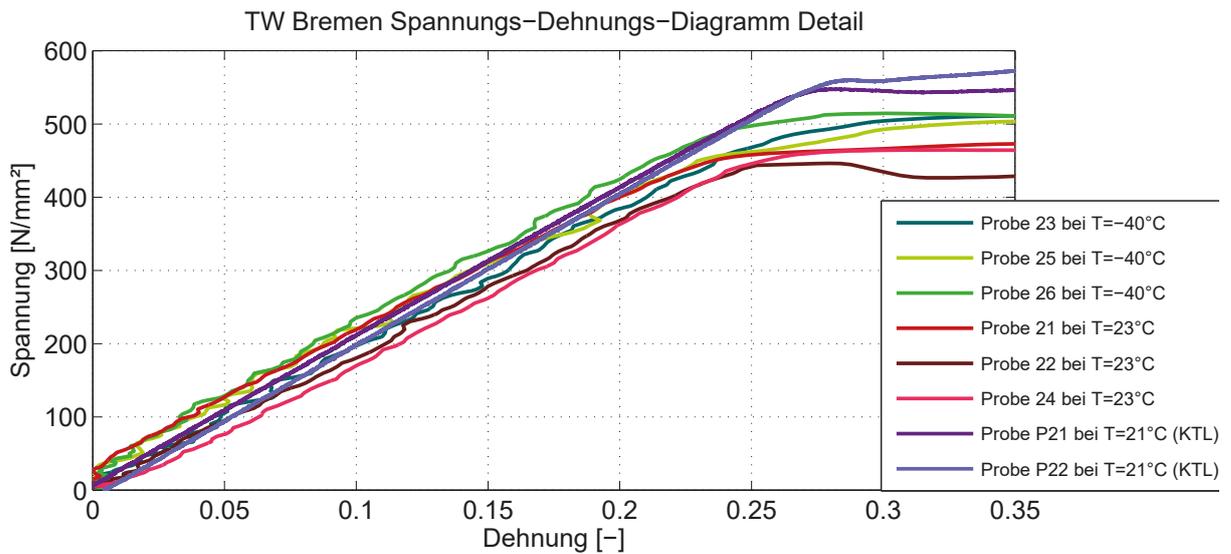


Abbildung A.11.: Twist 3 Anstieg bis zur Streckgrenze: Vergleich Kältekammer T=-40° Raumtemperatur T=23° im IGP und T=21° beim KTL

#### A.4. Twistlocks Twist 2

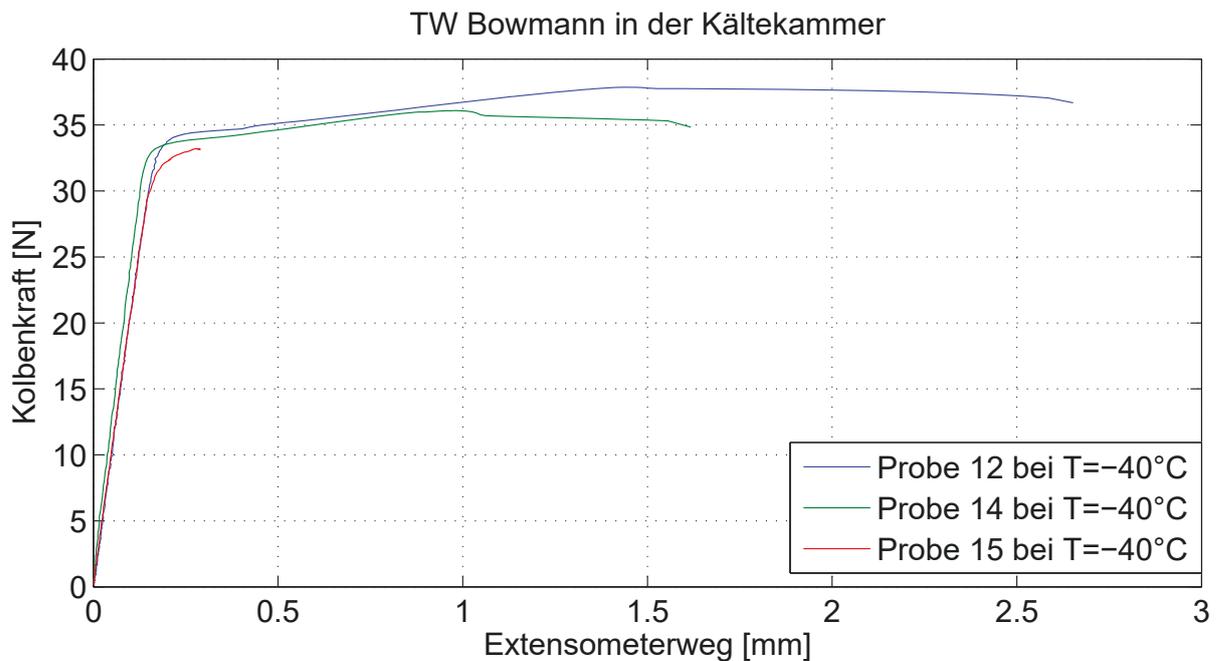


Abbildung A.12.: Twist 2: Vergleich der einzelnen Zugproben in der Kältekammer bei T=-40° IGP

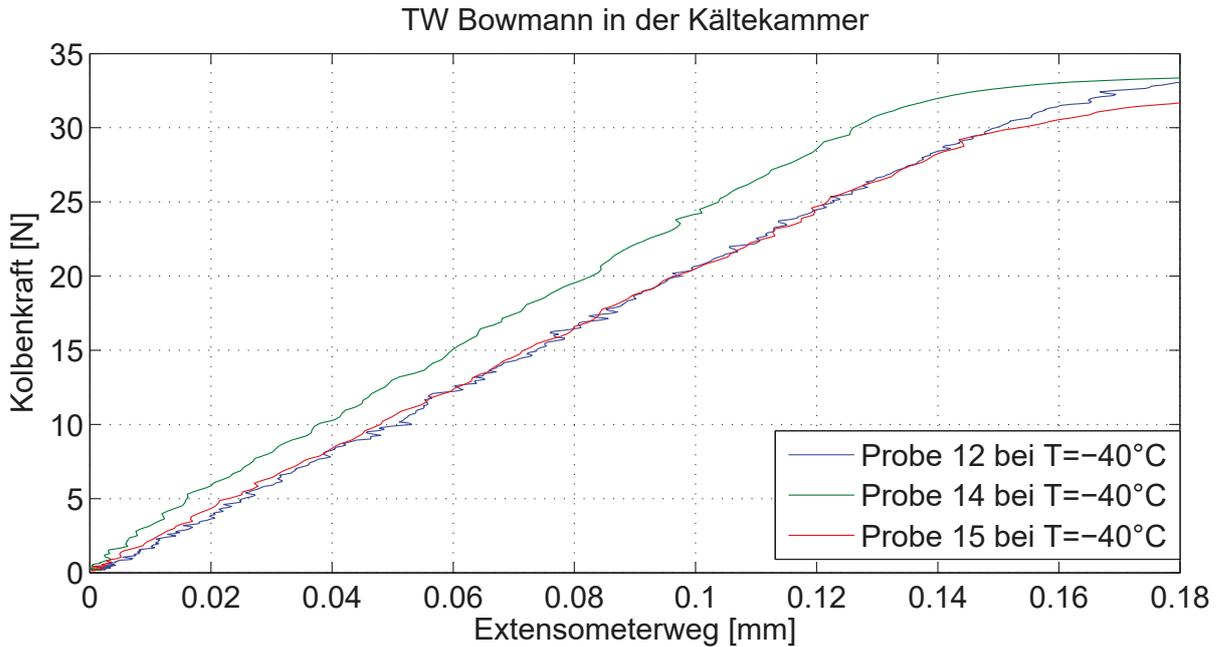


Abbildung A.13.: Twist 2 Anstieg bis zur Streckgrenze: Vergleich der einzelnen Zugproben in der Kältekammer bei  $T=-40^{\circ}$  IGP

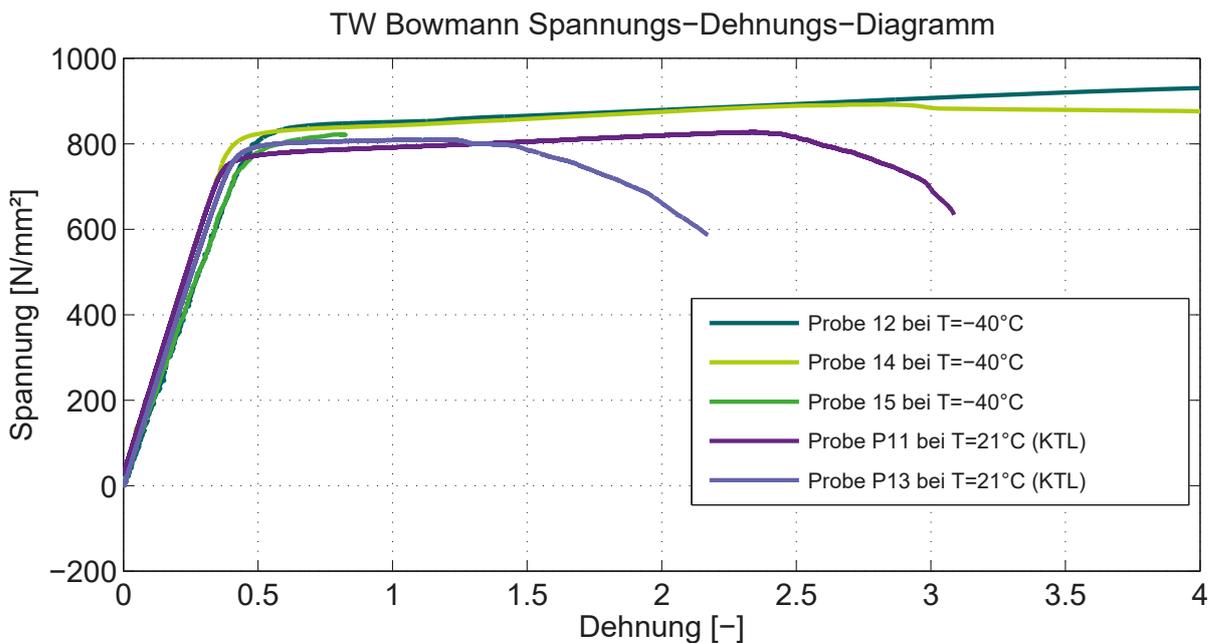
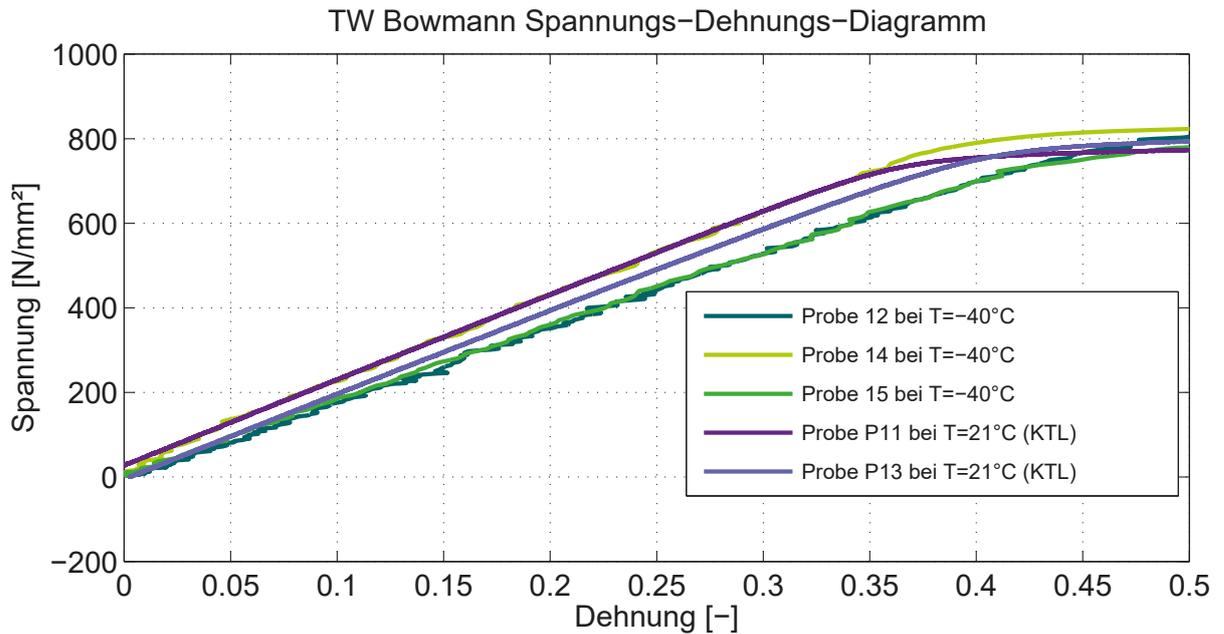
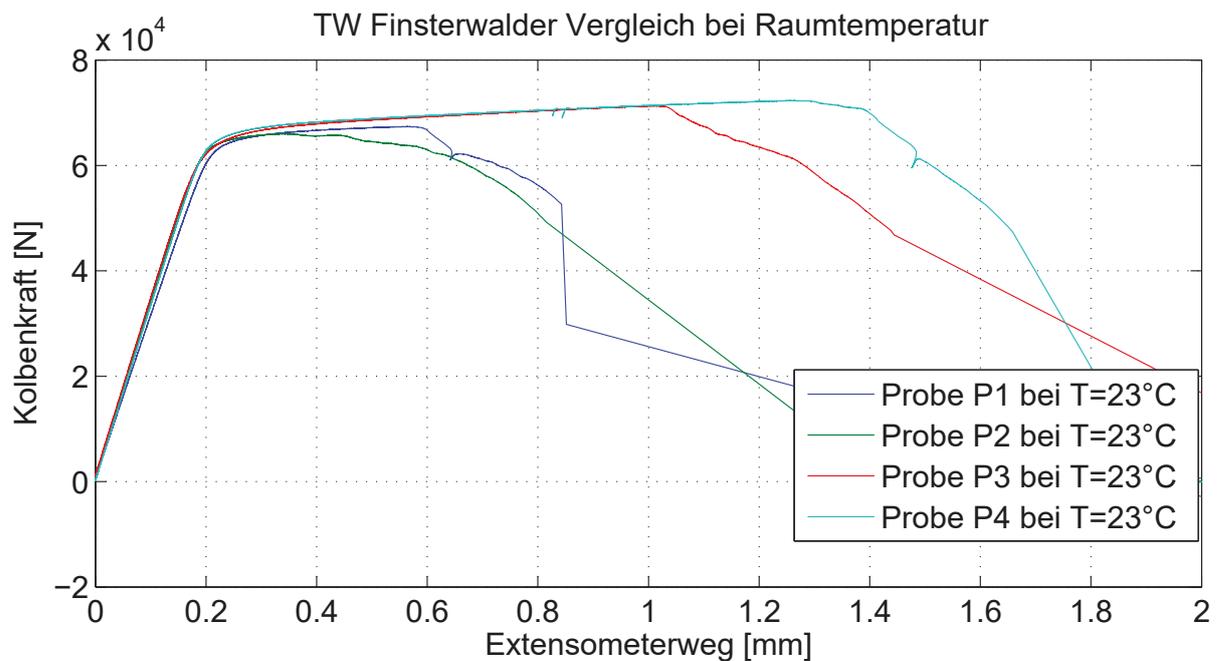


Abbildung A.14.: Twist 2 Spannungs-Dehnungs-Diagramm: Vergleich der einzelnen Zugproben in der Kältekammer bei  $T=-40^{\circ}$  IGP und beim KTL bei  $T=21^{\circ}$



## A.5. Twistlocks Twist 1



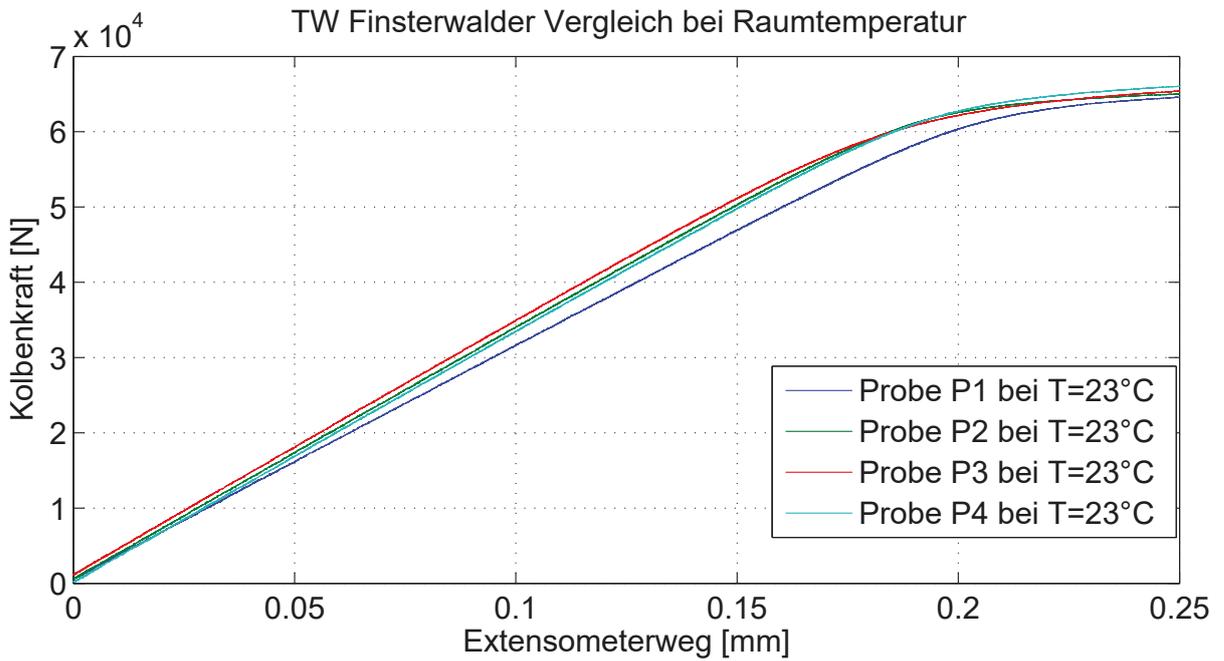


Abbildung A.17.: Twist 1 Spannungs-Dehnungs-Diagramm: Vergleich der einzelnen Zugproben beim KTL bei T=21°

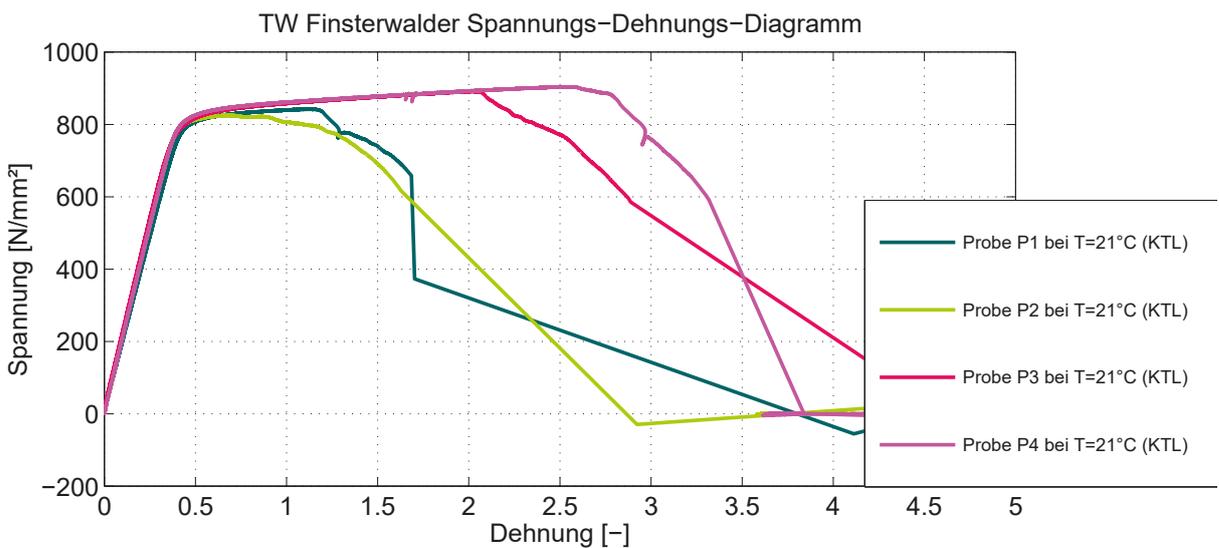


Abbildung A.18.: Twist 1 Spannungs-Dehnungs-Diagramm: Vergleich der einzelnen Zugproben beim KTL bei T=21°

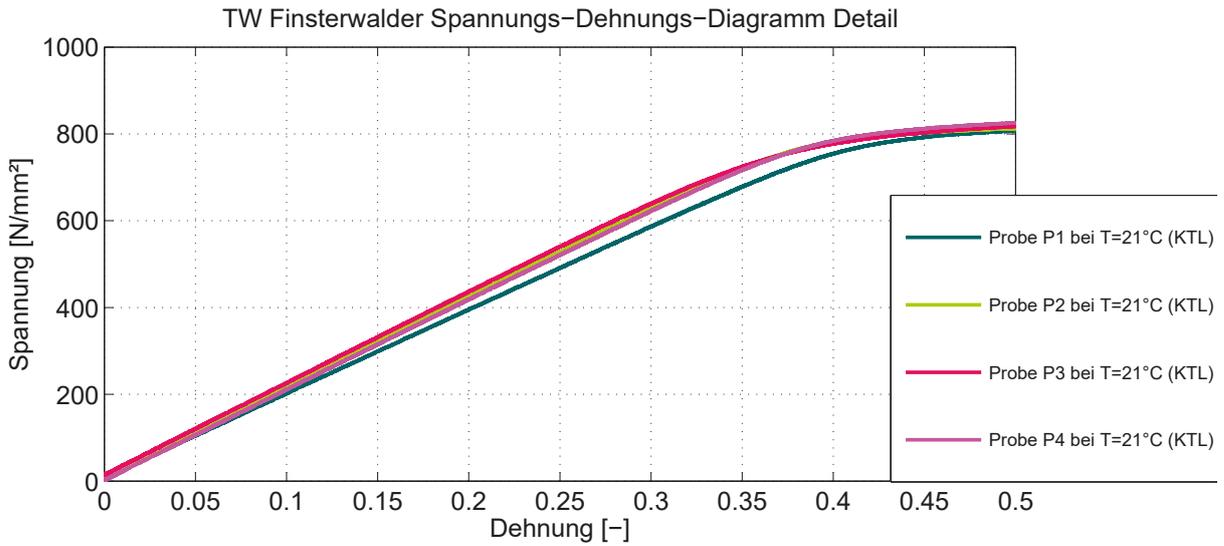


Abbildung A.19.: Twist 1 Spannungs-Dehnungs-Diagramm: Vergleich der einzelnen Zugproben beim KTL bei T=21°

### A.6. Zugproben - ANSYS - Vergleich

#### CE 2 - P21

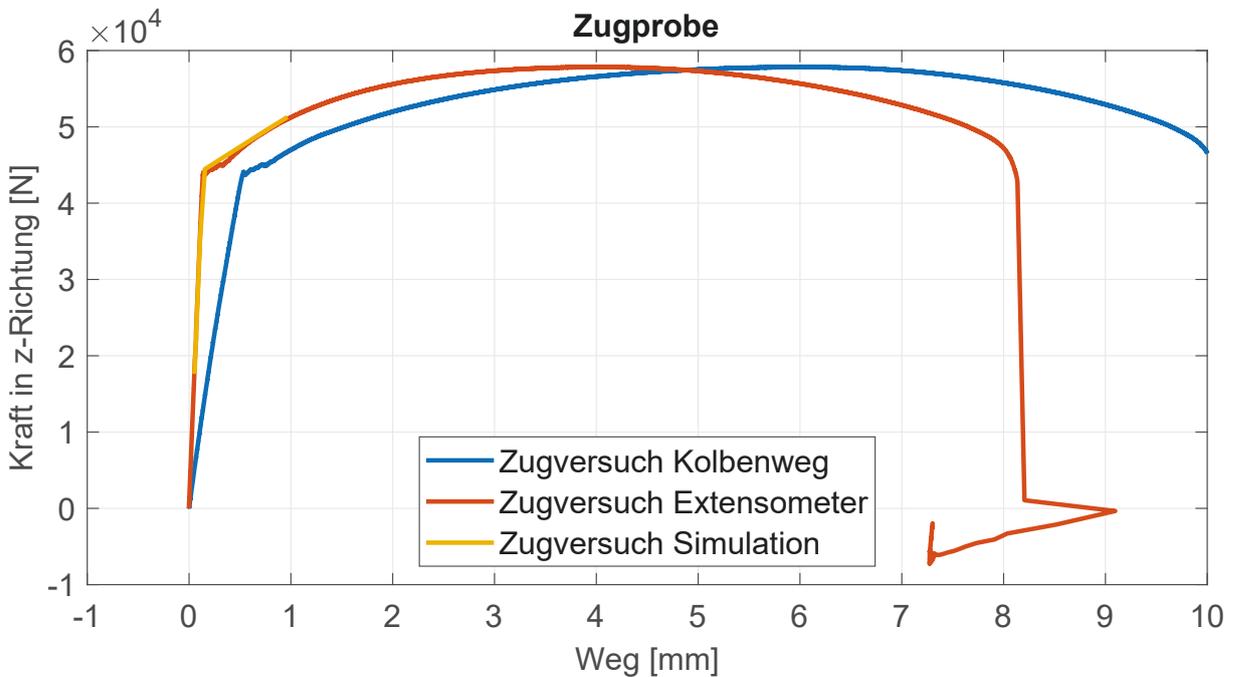


Abbildung A.20.: Vergleich der Versuchsergebnisse: Kraft-Verschiebungs-Diagramm, sowie das Simulationsergebnissen für die Probe P21 des Twist 3

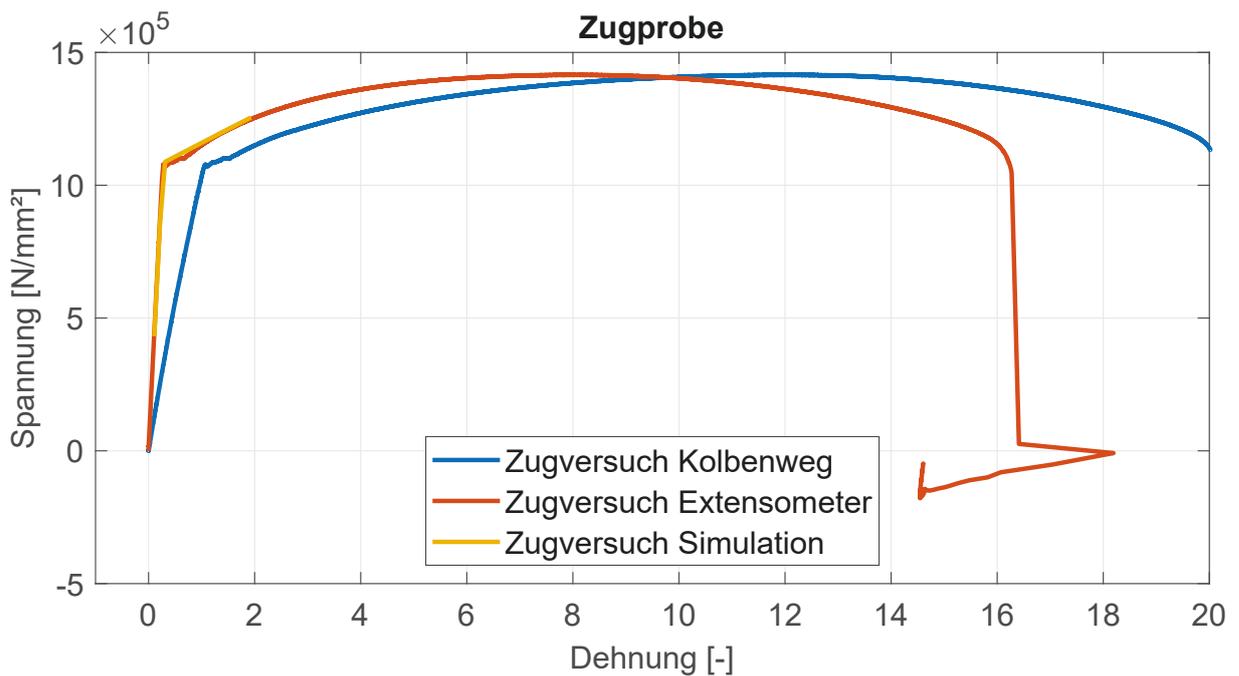


Abbildung A.21.: Vergleich der Versuchsergebnisse Spannungs-Dehnungs-Diagramm, sowie den Simulationsergebnissen für die Probe P21 des Twist 3

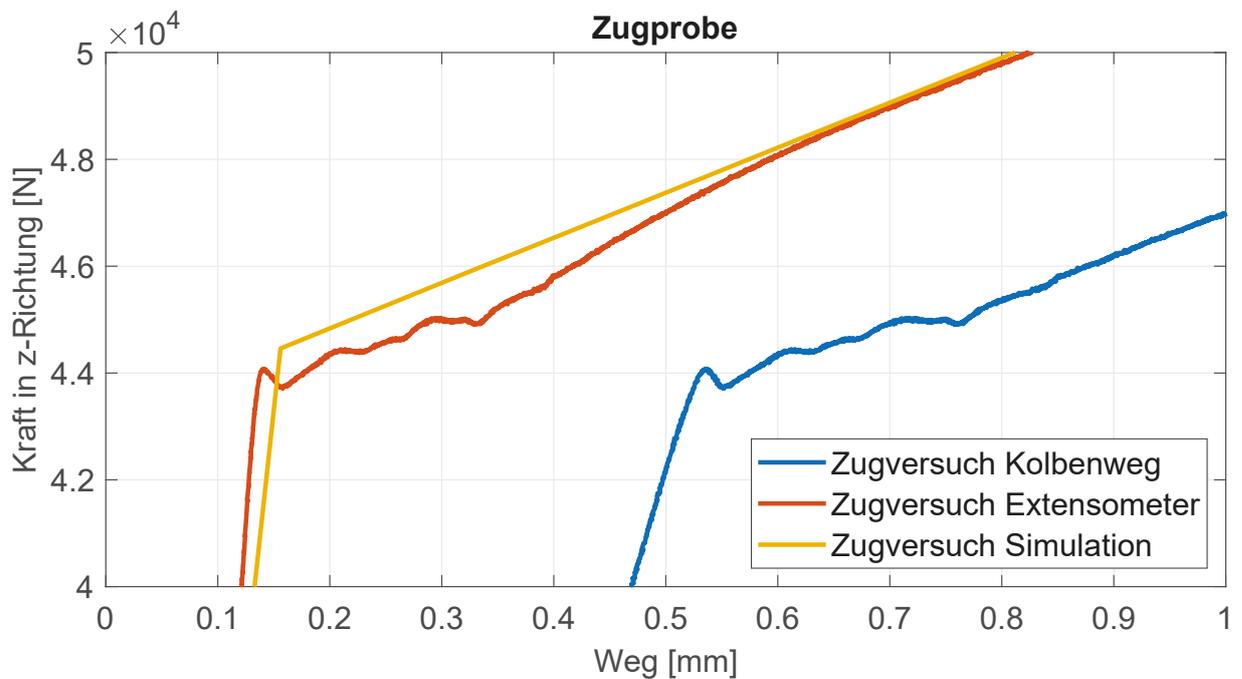


Abbildung A.22.: Vergleich der Versuchsergebnisse Spannungs-Dehnungs-Diagramm, sowie den Simulationsergebnissen für die Probe P21 des Twist 3

## Twist 3 - P3

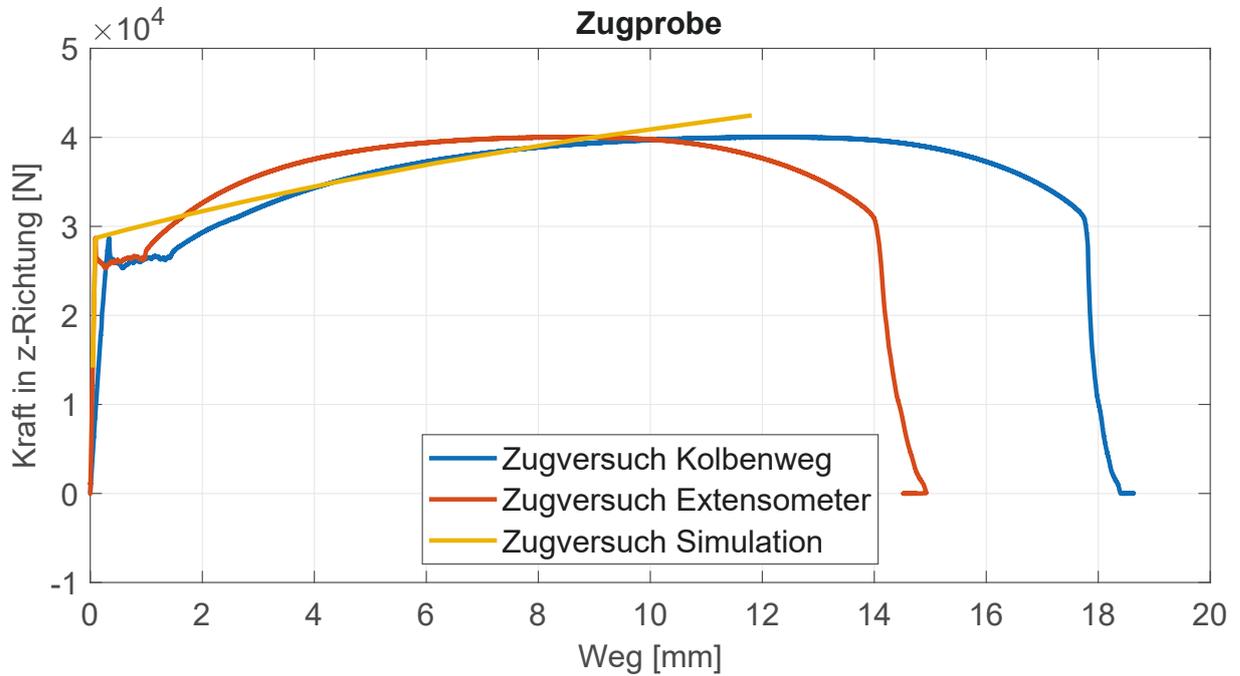


Abbildung A.23.: Vergleich der Versuchsergebnisse: Kraft-Verschiebungs-Diagramm, sowie das Simulationsergebnissen für die Probe P3 des Twist 3

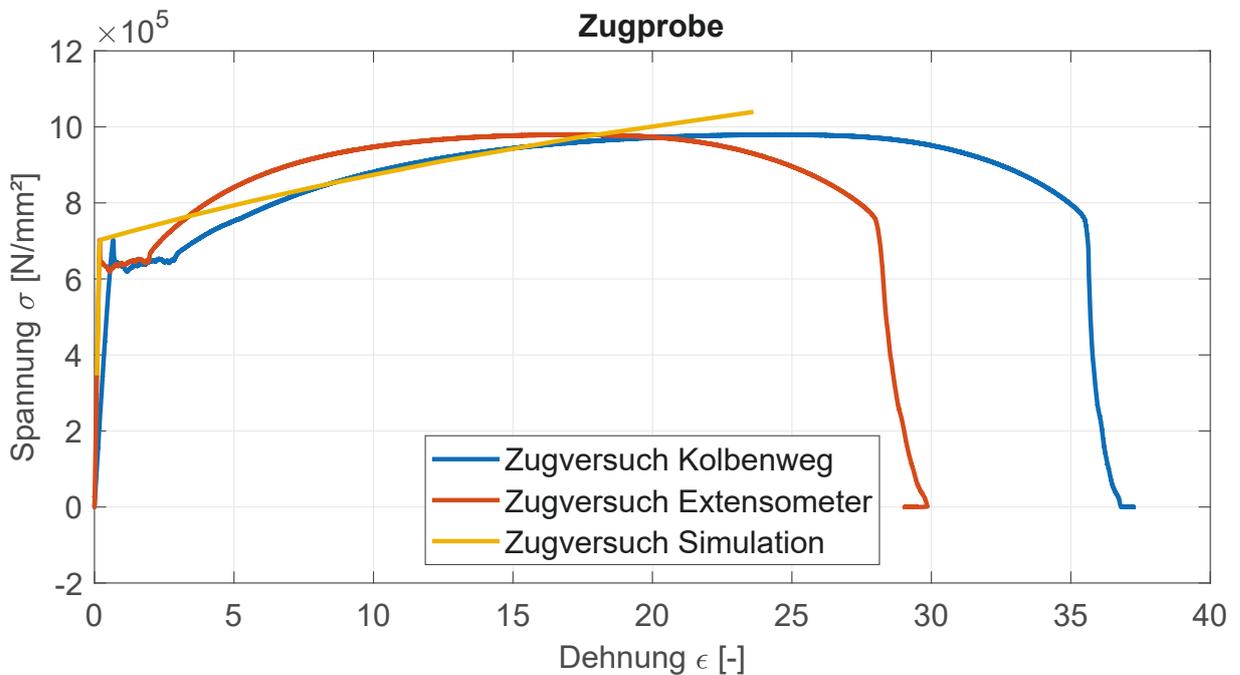


Abbildung A.24.: Vergleich der Versuchsergebnisse Spannungs-Dehnungs-Diagramm, sowie den Simulationsergebnissen für die Probe P3 des Twist 3

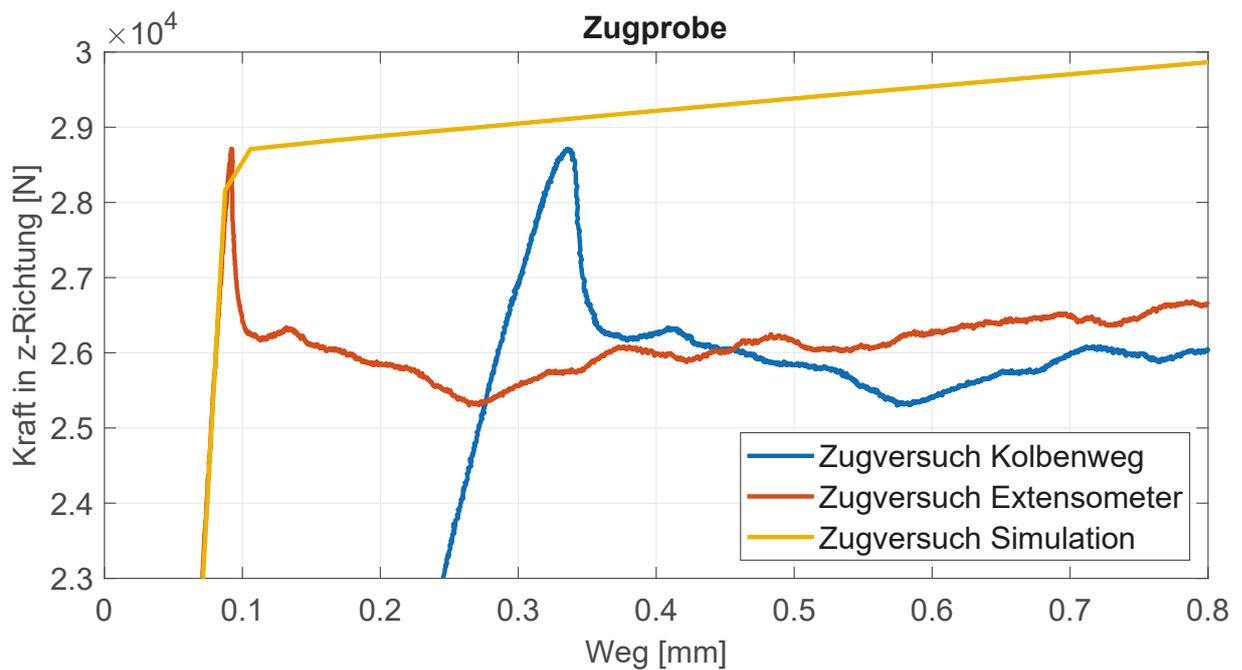


Abbildung A.25.: Vergleich der Versuchsergebnisse Spannungs-Dehnungs-Diagramm, sowie den Simulationsergebnissen für die Probe P3 des Twist 3

## A.7. Materialkenndaten Zugprobe Twistlock und Containerecke

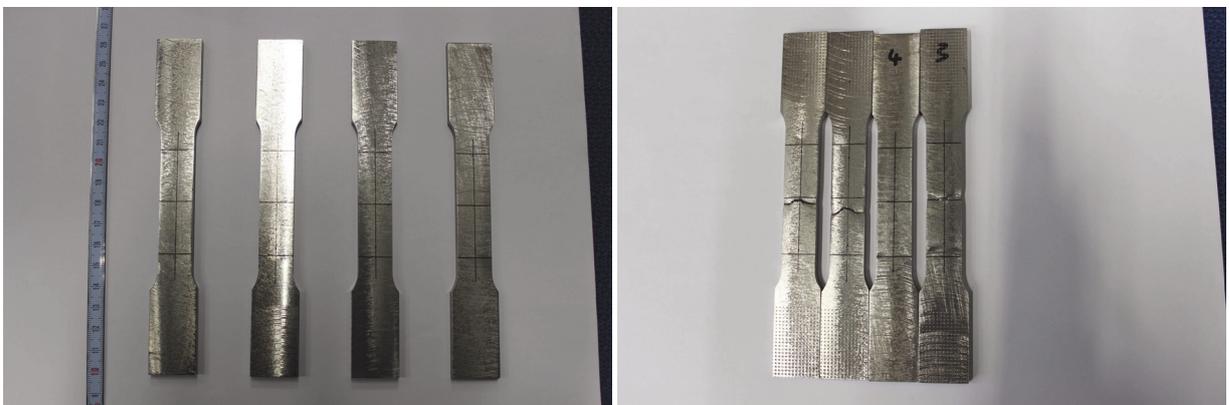


Abbildung A.26.: Unbeschädigte (links) und beschädigte Zugproben (rechts) der Containerecke von Twist 1

	Symbol	Einheit	Probe I	Probe II	Probe III	Probe IV
Kolbengeschwindigkeit	$v_C$	[mm/s]	0.016	0.016	0.016	0.016
Probendicke	$a_0$	[mm]	5.076	5.070	5.1	5.1
Probenbreite	$B$	[mm]	16.070	16.12	16.14	16.080
Probenquerschnitt	$A_0$	[mm <sup>2</sup> ]	81.57	81.73	82.31	82.01
Messlänge vor Versuch	$L_0$	[mm]	50	50	50	50
Messlänge nach Versuch	$L_u$	[mm]	51.2	51.2	52	52
Dehnung Messlänge	$\Delta L$	[mm]	1.2	1.2	2	2
Bruchdehnung	$A$	[%]	2.4	2.4	4	4
Dehngrenze	$R_{p0,2}$	[MPa]	806	805	807.5	819.6
Zugfestigkeit	$R_m$	[MPa]	825.9	807.6	866.3	881.7
E-Modul	$E$	[GPa]	189.7	204	204	202.7

Tabelle A.1.: Mechanische Eigenschaften der Zugproben bei Raumtemperatur Twist 1



## B. Herleitung der Bewegungsgleichungen für positive Rollwinkel

Dieser Anhang zeigt die Herleitung der Bewegungsgleichung für positive Rollwinkel im Vergleich zu der Bewegungsgleichung für negative Rollwinkel in Kap. 3.2.3 für das Kranmodul auf einer Offshore Plattform.

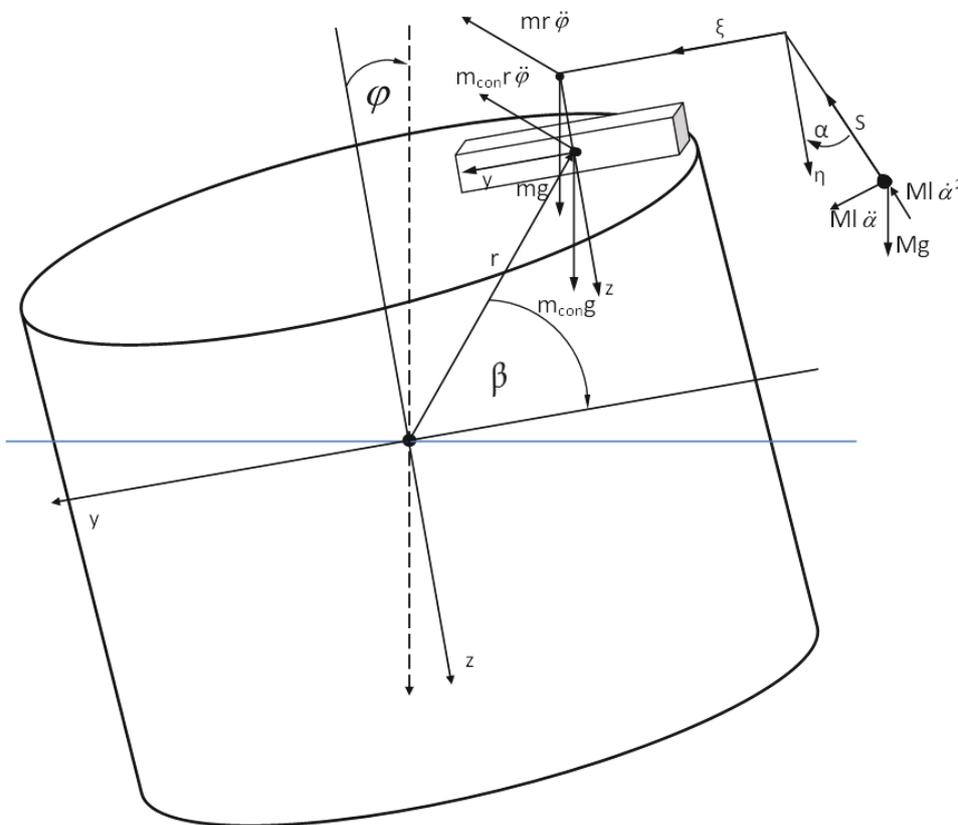


Abbildung B.1.: Kräfte an einem Kranmodul auf einer Offshore Plattform für negative (links) und positive Rollwinkel (rechts)

Dieses System ist gleichgestellt mit einem Pendel, welches sich mit einer Beschleunigung  $a_f$  um das mitdrehende Koordinatensystem im Rollzentrum der Offshore Plattform bewegt [Gross et al., 2008, S. 279] (siehe Abb. B.1). Der Aufhängepunkt 0 eines mathematischen Pendels wird mit einer konstanten Beschleunigung  $a_f$  in vertikale und horizontale Richtung in Beschreibung einer Rotation berechnet. Die Beschleunigung  $a_f$  ist in Kap. 3.2.3 berechnet worden. Eine Randbedingung ist das Weglassen der Tauchbewegung. Die Relativbeschleunigung

und die Corioliskraft werden nach For. 3.32 und 3.33 berechnet. Die folgenden Gleichungen gelten für positive Rollwinkel  $\varphi$ .

$$\begin{aligned}\xi &= -l \sin \alpha & \eta &= l \cos \alpha \\ \dot{\xi} &= -l \dot{\alpha} \cos \alpha & \dot{\eta} &= -l \dot{\alpha} \sin \alpha \\ \ddot{\xi} &= +l \dot{\alpha}^2 \sin \alpha - l \ddot{\alpha} \cos \alpha & \ddot{\eta} &= -l \dot{\alpha}^2 \cos \alpha - l \ddot{\alpha} \sin \alpha\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}a_f &= \ddot{\varphi} \cdot h \cdot \vec{e}_\xi - \dot{\varphi} \cdot b \cdot \vec{e}_\eta \\ a_r &= \frac{d^* v_r}{dt} = (-l \ddot{\alpha} \cos \alpha + l \dot{\alpha}^2 \sin \alpha) \vec{e}_\xi + (-l \ddot{\alpha} \sin \alpha - l \dot{\alpha}^2 \cos \alpha) \vec{e}_\eta \\ a_C &= 2\omega_e \cdot v_r = 2 \cdot \omega_e \times v_r = 2 \cdot \omega_e \times (-l \dot{\alpha} \cos \alpha \cdot \vec{e}_\xi - l \dot{\alpha} \sin \alpha \cdot \vec{e}_\eta)\end{aligned}$$

Die Herleitungen für  $a_r$  und  $a_C$  können dem Buch der Technischen Mechanik [Gross et al., 2008, S. 280] entnommen werden. Die Gleichungen  $F_a = F_f + F_r + F_C$  mit  $F = m \cdot a$  werden für die Koordinaten  $\eta$  und  $\xi$  aufgestellt.

$$\begin{aligned}M \cdot a_r &= \sum F = M \cdot a_f + M \cdot a_C + F & (B.1) \\ \sum F &= 0 = M \cdot a_f + M \cdot a_C + F - M \cdot a_r\end{aligned}$$

$$M (\ddot{\varphi} \cdot h - l \ddot{\alpha} \cos \alpha + l \dot{\alpha}^2 \sin \alpha - 2\omega_e \cdot l \dot{\alpha} \cos \alpha) + S \cdot \sin \alpha + M \cdot g \sin \varphi = 0 \quad (B.2)$$

$$M (-\ddot{\varphi} \cdot b + l \ddot{\alpha} \sin \alpha + l \dot{\alpha}^2 \cos \alpha - 2\omega_e \cdot l \dot{\alpha} \sin \alpha) - S \cdot \cos \alpha + M \cdot g \cos \varphi = 0 \quad (B.3)$$

Für alle weiteren Berechnungen wird die Annahme getroffen, dass  $\alpha = 0^\circ$  beträgt, da dann der Einfluss von  $M \cdot g$  am größten ist. Damit verändern sich die Bewegungsgleichungen  $\cos \alpha = 1$  und  $\sin \alpha = 0$  und es ergeben sich die vereinfachten Bewegungsgleichungen:

$$M (\ddot{\varphi} \cdot h - l \cdot \ddot{\alpha} - 2\omega_e l \dot{\alpha} + g \sin \varphi) = 0 \quad (B.4)$$

$$M (-\ddot{\varphi} \cdot b + l \cdot \ddot{\alpha}^2) - S + M \cdot g \cos \varphi = 0 \quad (B.5)$$

Da die Pendelbewegung allerdings abhängig von der Bewegung des Krans ist, wird  $\alpha$  in Abhängigkeit von  $\varphi$  berechnet. Nach dem Ansatz zur Lösung der Bewegungsgleichung der gedämpften Schwingung (inhomogene DGL 2. Ordnung) - siehe unten - wird  $\omega_e^2 \cdot \alpha(t)$  mit  $\alpha = 0^\circ$  anschließend in die Formel B.4 eingesetzt.

$$\begin{aligned}\ddot{\alpha}(t) &= \omega_e^2 \hat{\alpha} \cdot \sin(\omega_e t) = \omega_e^2 \cdot \alpha(t) \\ \text{mit: } \omega_e &= \frac{2 \cdot \pi}{\frac{(2.3\pi \cdot K_{xx})}{\sqrt{GM \cdot g}}} = \frac{2\pi}{T_{Roll}}\end{aligned}$$

Daraus ergibt sich die Seilkraft in die mitdrehende z-Richtung:

$$\begin{aligned}\dot{\alpha} &= (h \ddot{\varphi} + g \sin \varphi) \frac{1}{2\omega_e l} \\ S &= M (-\ddot{\varphi} \cdot b + l \cdot \dot{\alpha}^2 + g \cos \varphi)\end{aligned}$$

Tab. B.1: Celldata.txt zeigt das Resultat der durchgeführten Berechnungen (siehe oben und in Kap. 3.2.3).

Rollwinkel $\varphi$ [°]	$F_{yKranSchw}$ [N]	$F_{zKranSchw}$ [N]	$F_{yCon}$ [N]	$F_{zCon}$ [N]	S [N]	$F_{yKranAusl}$ [N]	$F_{zKranAusl}$ [N]
-30	-26129	36463	-12377	17272	218956	-11397	15495
-29	-25327	36993	-11997	17523	209343	-11047	15734
-28	-24518	37511	-11614	17768	199952	-10694	15969
-27	-23702	38016	-11227	18008	190794	-10338	16198
-26	-22880	38509	-10838	18241	181880	-9979	16421
-25	-22051	38989	-10445	18468	173220	-9618	16639
-24	-21217	39456	-10050	18690	164823	-9254	16852
-23	-20377	39910	-9652	18905	156700	-8887	17059
-22	-19531	40351	-9252	19113	148859	-8518	17260
-21	-18680	40778	-8849	19316	141310	-8147	17455
-20	-17824	41193	-8443	19512	134061	-7774	17645
-19	-16963	41594	-8035	19703	127122	-7398	17829
-18	-16098	41982	-7625	19886	120498	-7020	18007
-17	-15228	42356	-7213	20063	114200	-6641	18179
-16	-14353	42717	-6799	20234	108232	-6260	18346
-15	-13475	43064	-6383	20399	102604	-5877	18506
-14	-12594	43397	-5965	20557	97320	-5492	18661
-13	-11709	43717	-5546	20708	92388	-5106	18809
-12	-10820	44023	-5125	20853	87813	-4719	18952
-11	-9929	44314	-4703	20991	83600	-4330	19089
-10	-9035	44592	-4280	21123	79754	-3940	19219
-9	-8139	44856	-3855	21248	76281	-3549	19344
-8	-7240	45106	-3429	21366	73183	-3157	19462
-7	-6339	45342	-3003	21478	70465	-2764	19574
-6	-5437	45564	-2575	21583	68131	-2371	19680
-5	-4533	45772	-2147	21681	66182	-1977	19781
-4	-3628	45965	-1718	21773	64621	-1582	19875
-3	-2722	46144	-1289	21858	63450	-1187	19962
-2	-1815	46310	-860	21936	62672	-791	20044
-1	-908	46461	-430	22008	62286	-396	20120
0	0	46598	0	22073	62294	0	20189

0	0	46598	0	22073	62294	0	20189
1	908	46461	430	22008	62286	396	20120
2	1815	46310	860	21936	62672	791	20044
3	2722	46144	1289	21858	63450	1187	19962
4	3628	45965	1718	21773	64621	1582	19875
5	4533	45772	2147	21681	66182	1977	19781
6	5437	45564	2575	21583	68131	2371	19680
7	6339	45342	3003	21478	70465	2764	19574
8	7240	45106	3429	21366	73183	3157	19462
9	8139	44856	3855	21248	76281	3549	19344
10	9035	44592	4280	21123	79754	3940	19219
11	9929	44314	4703	20991	83600	4330	19089
12	10820	44023	5125	20853	87813	4719	18952
13	11709	43717	5546	20708	92388	5106	18809
14	12594	43397	5965	20557	97320	5492	18661
15	13475	43064	6383	20399	102604	5877	18506
16	14353	42717	6799	20234	108232	6260	18346
17	15228	42356	7213	20063	114200	6641	18179
18	16098	41982	7625	19886	120498	7020	18007
19	16963	41594	8035	19703	127122	7398	17829
20	17824	41193	8443	19512	134061	7774	17645
21	18680	40778	8849	19316	141310	8147	17455
22	19531	40351	9252	19113	148859	8518	17260
23	20377	39910	9652	18905	156700	8887	17059
24	21217	39456	10050	18690	164823	9254	16852
25	22051	38989	10445	18468	173220	9618	16639
26	22880	38509	10838	18241	181880	9979	16421
27	23702	38016	11227	18008	190794	10338	16198
28	24518	37511	11614	17768	199952	10694	15969
29	25327	36993	11997	17523	209343	11047	15734
30	26129	36463	12377	17272	218956	11397	15495

Tabelle B.1.: Ergebnisdatei der Berechnungen in Abhängigkeit des Rollwinkels



## C. Netzkonzvergenzstudie für das lokale Twistlock-System

Die FEM funktioniert, indem eine komplexe Geometrie in einzelne Bereiche zerlegt wird. Das Verformungsverhalten ist einfach beschreibbar. Die Einzellösungen der Teilbereiche werden aufsummiert, um die Gesamtlösung zu erhalten. Die einzelnen Elemente sind an den Knoten miteinander verbunden. Die Grundgleichung der Statik lautet:  $K \times u = F$  (K: Steifigkeit; F: Kraft; u: Verschiebung)[Gebhardt, 2014, S. 11-12]. Für jeden Knoten ergeben sich drei Unbekannte - die Verschiebungen in die drei Koordinatenrichtungen. Das Gleichungssystem ist durch iterative oder direkte Löser lösbar, womit für jeden Knoten die Verschiebungen vorliegen. Daraus lässt sich mit dem Hooke'schen Materialgesetz  $\sigma = \epsilon \times E$  die Spannungen aus den Verschiebungen ableiten mit  $\epsilon = \frac{\Delta l}{l_0}$ . Mit einer linearen Funktion  $u(x) = ax + b$  für die Verschiebungen, ergibt sich nach der Ableitung ein konstanter Wert für die Spannung innerhalb eines Elements. Je nachdem wie klein die Elemente für eine Geometrie gewählt werden, nähert sich die Spannung der tatsächlichen Spannung an. [Gebhardt, 2014, S. 14-15] An den Stellen mit einem steilen Gradienten sind entsprechend [Gebhardt, 2014, S. 14-15] Netzverdichtungen durchzuführen. Die Spannung in Abhängigkeit der Netzdichte kommt an einen Grenzwert - genannt Konvergenz (siehe Abb. C.1, links).

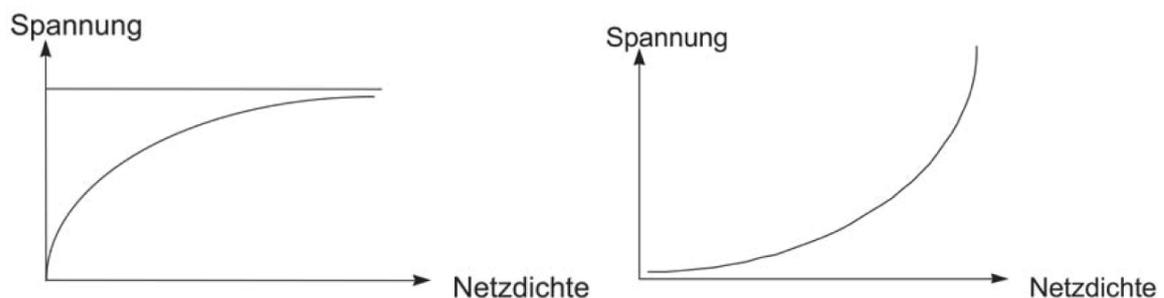


Abbildung C.1.: Spannung in Abhängigkeit der Netzdichte: Konvergenz (links) und Divergenz (rechts) [Gebhardt, 2014, S. 15, 17]

Da die FEM - ein numerisches Lösungsverfahren - lediglich ein Näherungsverfahren ist, entstehen unweigerlich Fehler, da die reale Situation lediglich mit einem Modell abgebildet wird. Dabei sind zwei Fehlerquellen voneinander zu unterscheiden. Erstens die Fehler, die durch die Nutzung von Computersoftware und der Lösung Ingenieurtechnischer Aufgaben entstehen, wie z.B. die Verwendung von mechanisch begründeten Idealisierungen oder die unzureichende Kenntnis von Randbedingungen oder Materialien. Zweitens die Fehlerquellen, die auf der verwendeten Methode basieren. Im Fall der FEM ist die Qualität des Modells vom Diskretisie-

rungsfehler abhängig. Diese Fehler werden numerische Fehler genannt. Sie konvergieren bei unendlich feiner Diskretisierung gegen Null.[Gabbert, 2016]

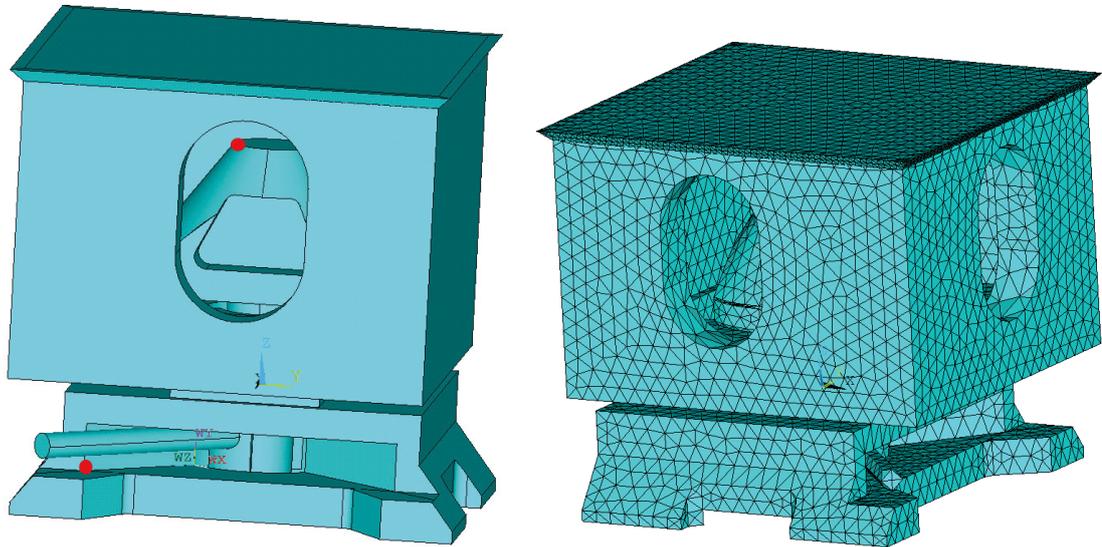


Abbildung C.2.: Links: Zwei Knoten (rote Punkte) - am Twistlock (14.81 mm,0 mm,96 mm) und an der Basis (20.51,-21.89,-31) mm; Rechts: Elementansicht mit einer Elementkantenlänge von 8 mm

Auch heutzutage ist die Technik nicht in der Lage die Modelle so sehr zu verfeinern. Aber mit einem feineren Netz wird in der Regel eine genauere Lösung gefunden. Je feiner allerdings das Netz ist, desto mehr Berechnungszeit wird benötigt. Mit einer Netzkonvergenzstudie wird ein Netz gefunden bei dem Genauigkeit und Rechenressourcen im Einklang sind. Diese Studie wird mit einem sehr groben Netz gestartet und anschließend immer mehr verfeinert, bis die Ergebnisse konvergieren - siehe Abb. C.1.[Lindner, 2012][Gabbert, 2016]

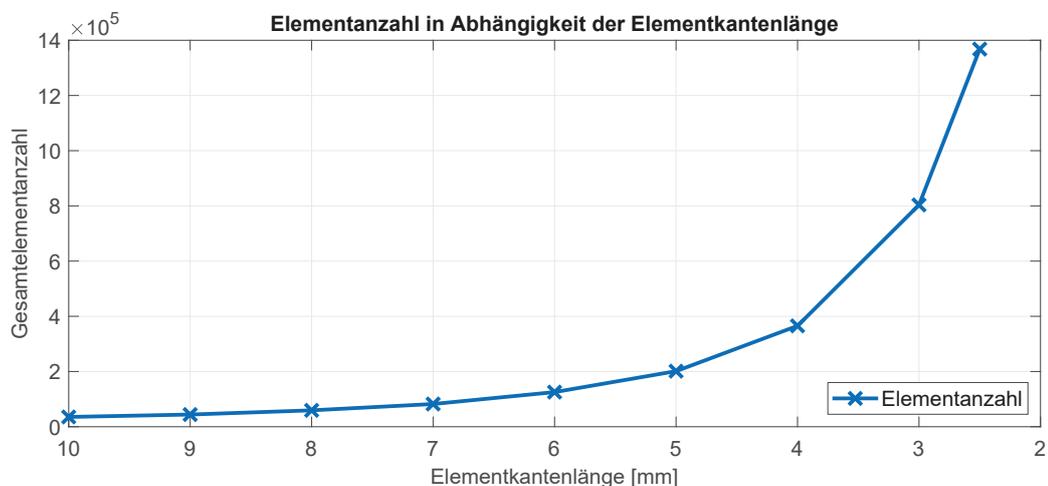


Abbildung C.3.: Die Elementanzahl in Abhängigkeit von der Elementkantenlänge in ANSYS

Wenn ein Bauteil theoretisch unendlich scharfe Kanten beinhaltet, so ist dort die Spannung unendlich hoch. In der Realität treten unendlich scharfe Kanten nicht auf, weil jede Kerbe einen Radius enthält und das Material sehr lokal plastifiziert und dadurch Spannungen abbaut.[Gebhardt, 2014, S. 17]

Für die Analyse und Auswertung der Netzkonvergenzstudie wird die Verschiebung an zwei verschiedenen Knoten - an der Twistlock Basis und dem Kopf (direkt an der Spitze) - betrachtet und analysiert. Diese Punkte sind in Abb. C.2 in dem Modell gekennzeichnet und haben die Koordinaten: Kopf - (14.81 mm, 0 mm, 96 mm); Basis - (20.51 mm, -21.89 mm, -31 mm). Diese Punkte wurden gewählt, da die Knoten jeweils auf einem Keypoint liegen - dadurch ist der Knoten immer an der gleichen geometrischen Stelle und Ungenauigkeiten werden vermieden durch ein „Verrutschen des Knotens“ beim neuen Vernetzen. An dem unteren Knoten auf der Basis wird zusätzlich die Spannung gespeichert und der Verlauf dokumentiert. Die Netzkonvergenzstudie wird mit einem linear-elastischen Material durchgeführt um Singularitäten herauszufiltern. Die Belastung wird hier kraftgesteuert mittels eines Drucks, der auf die obersten horizontalen Flächen der Schweißnähte der Containerecke aufgegeben wird, da eine Auswertung der Verschiebungen bei einer weggesteuerten Belastung bei kleiner werdendem Netz nicht sinnvoll ist.

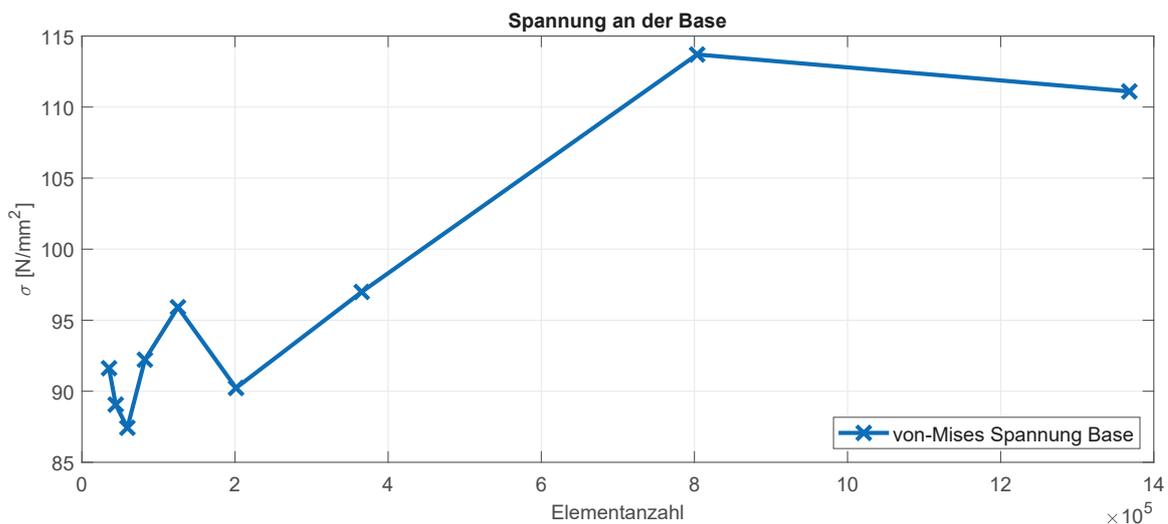


Abbildung C.4.: Verlauf der Spannung an der Basis in Abhängigkeit von der maximalen Elementanzahl

Der Druck von  $-50\text{ Nm}$  wird auf die Schweißnahtflächen angetragen, da nur das lokale System, ohne die Hilfskonstruktion, simuliert wird. Die Schweißnähte sind bei dem lokalen Twistlock-System die Verbindungsstelle zu dem darauf befindlichen Flansch und der Plattenkonstruktion. Die Schweißnähte sind über die „Bonded always“ Verbindung mit der Containerecke verbunden. Das System ist an der untersten horizontalen Fläche der Twistlock Basis - an dem in den Versuchen die Hilfskonstruktion mit den Flanschen befestigt ist - fest gelagert.

Abb. C.5 zeigt den Verlauf der Verschiebungen an den Knoten in Abhängigkeit der Gesamtelementanzahl. Die Gesamtelementanzahl als Variable der x-Koordinate wurde gewählt, da durch die Vernetzung mit Tetraedern bei detaillierten Strukturen, wie dem Twistlock-System, keine Verdopplung der Elementanzahl bei Halbierung der Elementkantenlänge stattfindet. Dadurch entstehen Fehler bei der Auftragung der Verschiebung über die Elementkantenlänge und das Netz konvergiert nicht. Abb. C.3 zeigt die Abhängigkeit der Elementanzahl von der

Elementkantenlänge. Sie wächst exponentiell mit sinkender Elementkantenlänge. Die Spannung an der Basis zeigt einen deutlichen Sprung bei der kleinen Elementanzahl, aber mit zunehmender Elementanzahl eine Konvergenz. Entsprechend dem Buch „FEM für Praktiker“ [Müller und Groth, 2007] weisen die Spannungen, durch den Näherungscharakter der FEM, Sprünge auf; die Verschiebungen werden hier besser wiedergegeben.

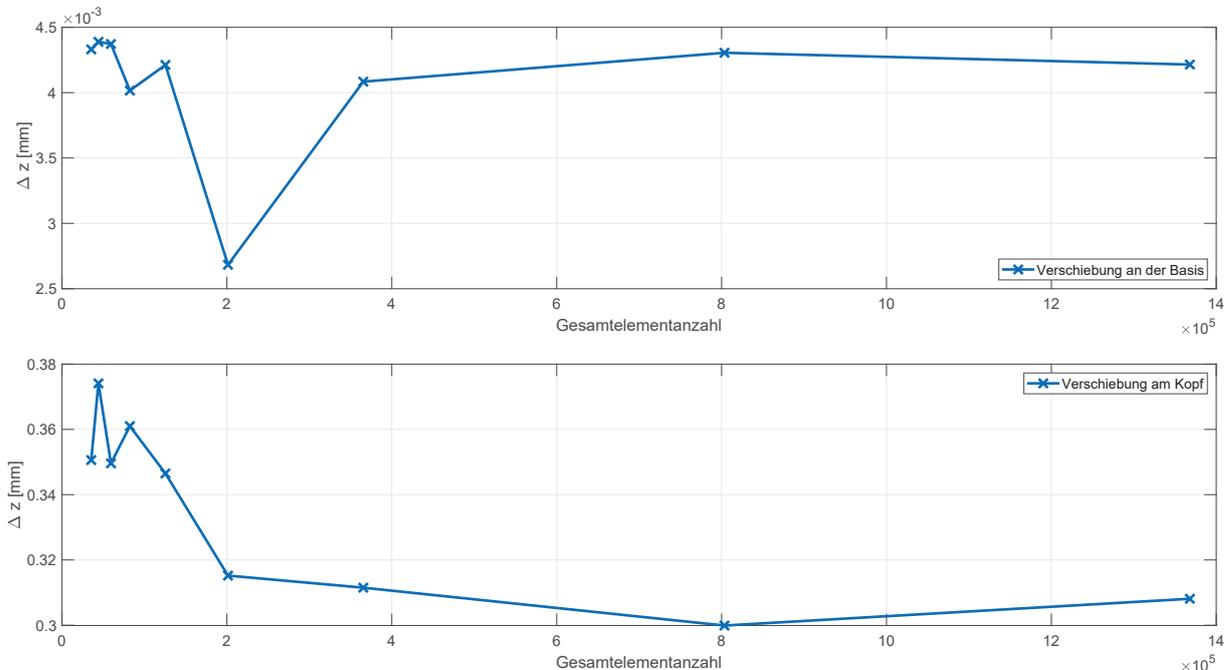


Abbildung C.5.: Verlauf der Verschiebung am Twistlock Kopf (unten) und an der Basis (oben) in Abhängigkeit von der maximalen Elementanzahl

Die Ergebnisse der Spannungs- und Verschiebungsanalyse - siehe Abb. C.5 (Verschiebungen - oben: Basis; unten Kopf) und C.4 (Spannung an der Basis) - werden mit wachsender Anzahl von Elementen besser und eine Konvergenz ist zu sehen. Die unterschiedlichen Größenordnungen der Verschiebungen basieren auf den unterschiedlichen Bauteilen. Die Basis ist an der Platte angeschweißt und der Twistlock Kopf wird über Kontakte festgehalten - er zeigt somit größere Verschiebungen. Die Spannungsauswertung in Abb. C.4 zeigt an dem unbelasteten Bereich bei einer höheren Elementanzahl nach Wechselspannungen einen sprunghaften Anstieg des Spannungsverlaufs um danach flacher zu werden als bei kleinen Elementzahlen. Die Verschiebungen zeigen eine deutlichere Konvergenz mit zunehmender Elementanzahl.

Die Abb. C.6, C.7 zeigen die Veränderung der von-Mises Spannungen für die Elementgröße 2.25, 4, 8 und 10 mm. In Abb. C.6 ist der Twistlock Kopf und die dort wirkenden Elementspannungen nach von-Mises dargestellt. Am Übergang zwischen Schaft und Aufweitung sind Spannungsspitzen zu erkennen, aber die Kontur der Spannung bleibt gleich. Die Spannungswerte steigen bis  $5187 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  an, bei einer Vernetzung von 2.25 mm Kantenlänge und weist an dieser Stelle eine Singularität auf. Detaillierter ist dieser Bereich in Abb. C.7 zu sehen. Der Anstieg der Spannung an der scharfen Kante ist dort genauer dargestellt. An diesen Kanten macht eine globale Genauigkeitsbetrachtung keinen Sinn, denn diese singulären Stellen sind nicht sinnvoll auswertbar. Die Fokussierung sollte entsprechend [Gebhardt, 2014, S. 17] auf sinnvollen Bereichen liegen. Da aber genau dieser Bereich in den lokalen Versuchen den kritischen Be-

reich darstellen, wird dieser Bereich weiterhin mit betrachtet, vor allem im Sinne der Verschiebungen, bzw. Schubspannungen, nicht der Vergleichsspannungen. Die bessere Geometriedarstellung ist ebenfalls zu beachten. Je feiner das Netz, desto genauer werden die Rundungen der Geometrie dargestellt. Singularitäten sind Effekte, die durch die Modellbildung entstehen und bezeichnen einen Punkt an dem keine definierte Eigenschaft vorhanden ist. Beispiele sind punktförmige Lasteinleitungen oder scharfkantige Geometrieänderungen, die im Kraftfluss liegen. Entsprechend der Mathematik heißt Singularität z.B. auch, dass eine Funktion in der Nähe der Singularität gegen Unendlich strebt und eine Polstelle vorliegt. Das passiert z.B. wenn ein Kontaktkörper punktförmig mit dem Kontaktpartner in Kontakt kommt oder die Gesamtlast nur auf einem Knoten aufgebracht wird. Bei entsprechend feiner Diskretisierung ergeben sich unendlich hohe Spannungen. [SMART Engineering GmbH, 2010]

## Fazit der Netzkonvergenzstudie

Folgende Ergebnisse wurden aus der Netzkonvergenzstudie für die Simulationen in dieser Arbeit herausgezogen:

- Bei den Verschiebungen in den beiden Knoten zeigt sich eher eine Konvergenz als bei der Vergleichsspannung
- Für die weiteren Simulationen wird eine Elementkantenlänge von 3 mm für die Twistlock Basis, dem Kopf und die Containerrecke verwendet. Bei dieser Elementkantenlänge wird ein gleichmäßiges Netz erstellt und die Verschiebungen liefern sehr gute Ergebnisse.
- Die Rechenzeit ist annehmbar, im Vergleich zu einem feineren Netz mit 2.5 mm.
- Die von-Mises Vergleichsspannung ist am Übergang zwischen Twistlock-Kopf und Aufweitung nicht auswertbar aufgrund der Singularitäten an den scharfen Kanten. Der Auswertungsparameter sollte dementsprechend angepasst werden.

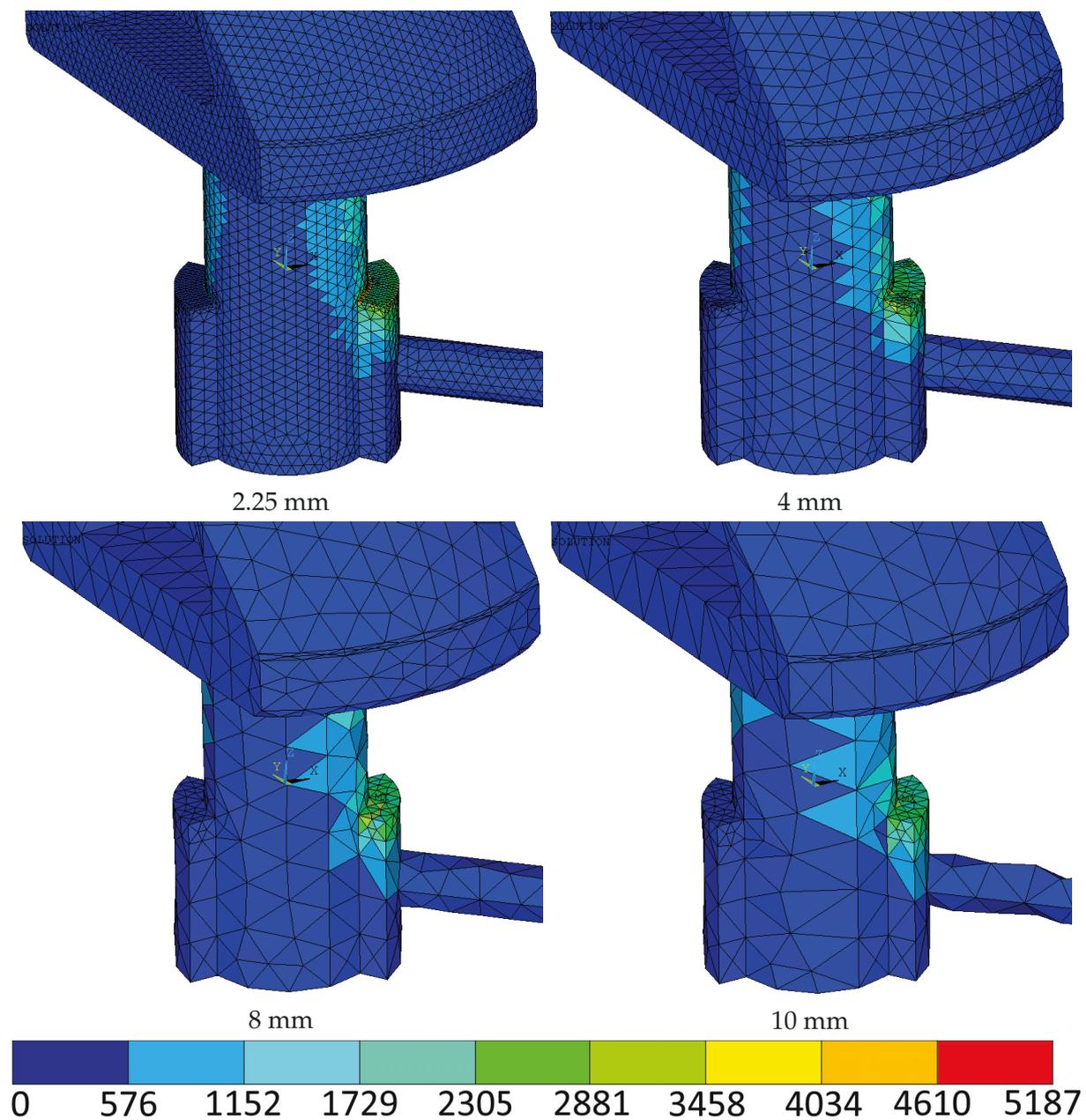


Abbildung C.6.: Elementspannung von-Mises in  $\left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right]$  an der Auflagefläche am Twistlock Schaft mit einer Elementkantenlänge von 2.25 mm, 4 mm, 8 mm und 10 mm.

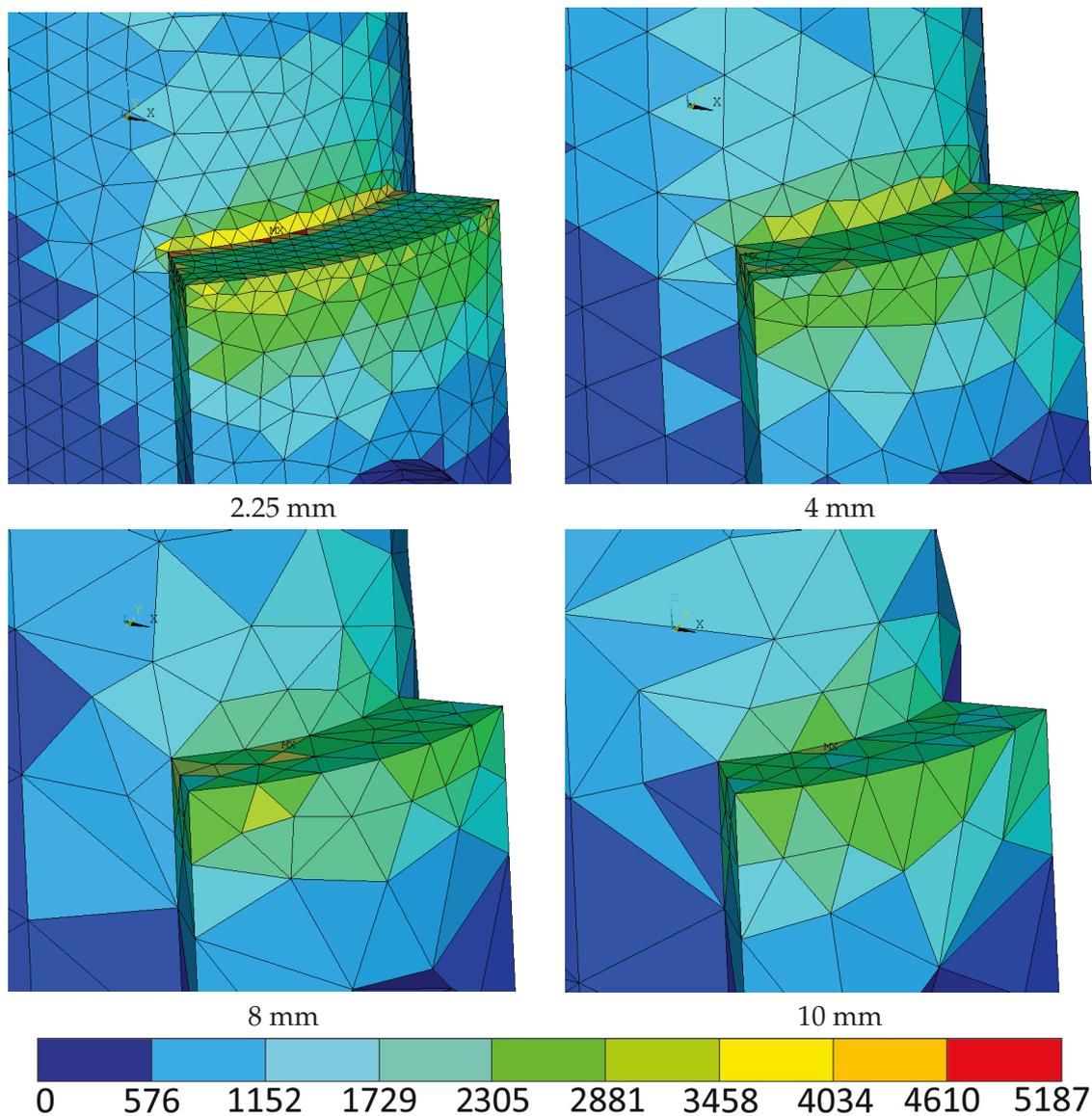


Abbildung C.7.: Elementspannung von-Mises in  $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$  an der Auflagefläche am Twistlock Schaft mit einer Elementkantenlänge von 2.25 mm, 4 mm, 8 mm und 10 mm.



## D. Ergebnisse des Zugversuchs - Twist 1 und CE 1

In Bezug auf das Kap. 4 werden hier in diesem Kapitel die Ergebnisse des Zugversuchs und des Betriebsfestigkeitsversuchs mit Twist 1 und CE 1 dargestellt.

### D.1. Ergebnisse des Zugversuchs - Twist 1 und CE 1 ( $\varphi = 0^\circ$ )

Die Ergebnisse des Zugversuchs mit den Finsterwalder Twistlocks sind in Abb. D.2 abgebildet. Links ist das unbeschädigte aber schon festeingespannte und rechts das zerstörte System zu sehen. Die Verschiebung nach dem Versuch ist deutlich zu erkennen. Die Containerrecke ist durch die Seiten des Twistlocks eingedrückt. Der Zugversuch zeigt eine max. Verschiebung von 7.2 mm bei einer Kraft von ca. 565 kN, siehe Abb. D.1. Die Brüche an den Twistlockseiten entstehen durch das Aufbiegen mit der Conatinerecke. Die linke Seite ist zuerst gebrochen. Die Ecke wurde nur noch an der rechten Twistlockseite gehalten. Darauf folgte ein Zwei-Phasen-Abbruch: die Kraft ist auf 100 kN gesunken und anschließend wieder gestiegen - der Twistlock Kopf verschob sich einige Millimeter wurde aber nicht vollends zerstört. Anschließend folgte der Restbruch auf der rechten Seite, wobei die Kraft auf 30 kN gesunken ist (1. Phase). Wieder folgte ein leichter Anstieg um anschließend endgültig auseinander gebrochen zu sein (2. Phase). Im Detail sieht man die gebrochenen Twistlockseiten (Bereich zwischen Schaft und Kopf des Twistlocks) in Abb. D.3.

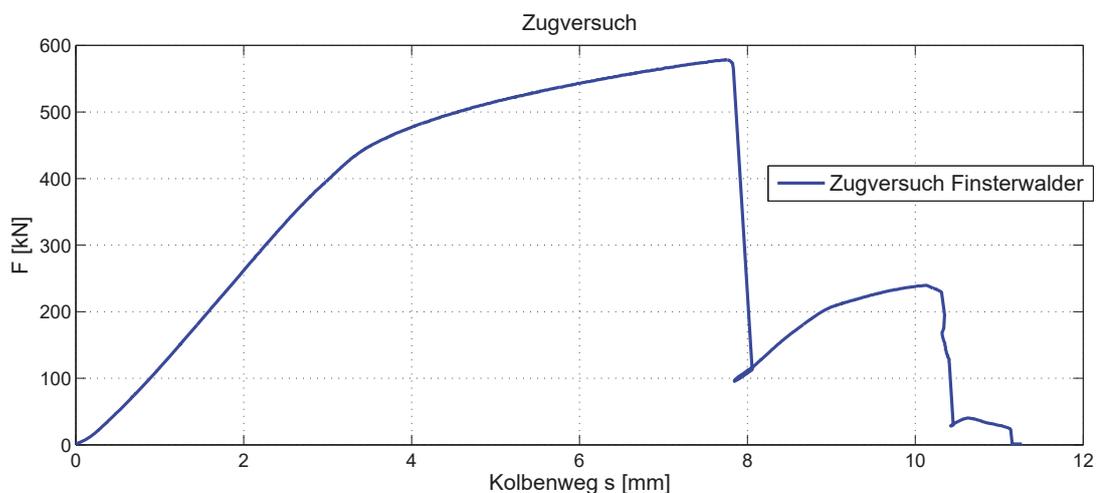


Abbildung D.1.: Verlauf der Kraft über dem Kolbenweg beim 2. Zugversuch mit Twist 1 und CE 1



Abbildung D.2.: Twistlock-System vor dem Zugversuch (links) und nach dem Zugversuch (rechts)



Abbildung D.3.: Zerstörtes Twistlock-System nach dem Zugversuch, das an den Twistlockseiten gebrochen ist.

## D.2. Betriebsfestigkeitsversuch

Mit den Twistlocks von Finsterwalder wurden zwei Betriebsfestigkeitsversuche durchgeführt, wobei bei Versuch 2 dieselbe Basis genutzt wurde wie bei Versuch 1. Nur der Twistlock Kopf wurde getauscht, da er zerstört wurde. Der 1. Versuch endete nach 43,285 Zyklen mit einem Ermüdungsbruch mit folgendem Sprödbruch am Übergang zwischen Twistlock Schaft und Kopf. Die hochbelastete Region ist die gleiche wie beim Traglastversuch. Im Betriebsfestigkeitsversuch wurden die Twistlockseiten zerstört und das Experiment wurde gestoppt. Die Verschiebung stieg in 43,285 Zyklen über 0.25 mm. Nach 39,500 Zyklen wird der Anstieg deutlich stärker und führte zum Riss (siehe Abb. D.5). Zum Zeitpunkt der Zerstörung stieg die Dehnung abrupt an im Dehnungsmessstreifen Nr. 1, welcher direkt unter der Twistlockseite angebracht war. Der 2. Versuch endete nach 17,367 Zyklen mit Rissen an der Twistlock Basis (siehe Abb. D.4). Somit hat die Twistlock Basis insgesamt 60,652 Zyklen gehalten. Beim 2. Betriebsfestigkeitsversuch ist der Twistlock aufgrund eines Lunkers gerissen. Abb. 3.9 zeigt den Riss ausgehend von dem rostenden Lunker. Der Rost hat sich durch einen bereits bestehenden Riss gebildet.

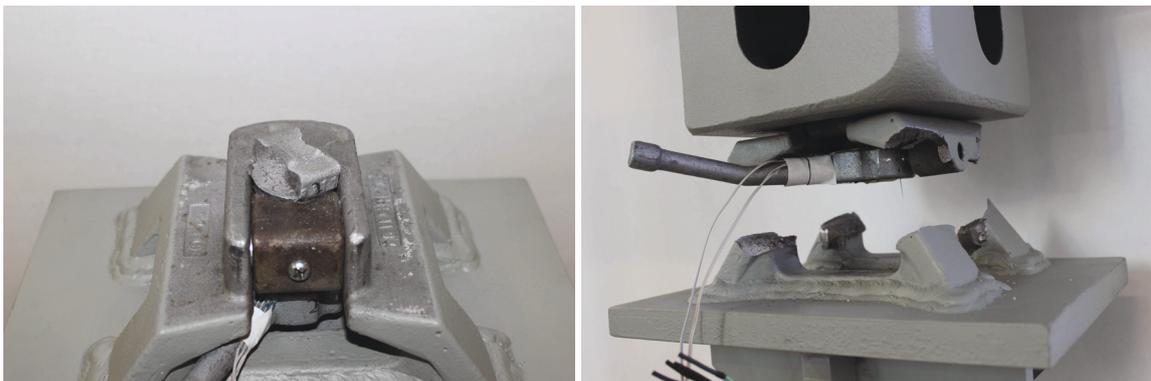


Abbildung D.4.: Links: Twistlock nach Betriebsfestigkeitsversuch 1 und rechts: Twistlock nach Betriebsfestigkeitsversuch 2 (beide Twist 1 und CE 1)

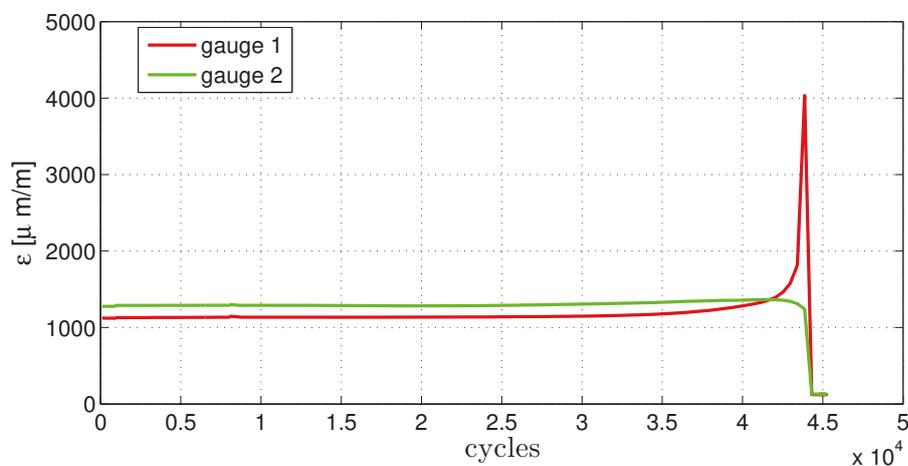


Abbildung D.5.: Dehnungen über die Zyklen für den 1. Versuch

### D.3. Sonderfall Finsterwalder: Zugversuch mit Dovetail-Platte

Bodentwistlocks werden bei den Lieferanten gerne mit den entsprechenden Dovetail Platten (zum Hereinschieben der Twistlocks; die Dovetails werden am Boden angeschweißt) verkauft, da diese besser schweißbar sind. Daher wurde der erste Zugversuch mit einer Dovetail durchgeführt. Dafür wurde die Dovetail Platte an eine Platte geschweißt und der Twistlock nur in die Dovetail hineingeschoben und danach per Containerecke gezogen. Dieser Versuch führte zu der Erkenntnis, dass die Dovetail Platte nicht auf Zug angewendet werden sollte, da die entsprechenden Belastungen nicht aufgenommen werden können. Wenn die Last von 426 kN erreicht wird, sinkt die Kraft kurz ab - ein Riss entsteht. Bei weiterer Verschiebung wird eine maximale Kraft von 441 kN erreicht bis zu einer Verschiebung von ca. 14 mm bis die Schweißnaht an der Dovetail Platte komplett reißt. Auch hier kommt es nochmals zu einem Anstieg, da der Abriss noch nicht vollständig ist. Abb. D.6 zeigt die defekte (rechts) und die intakte Dovetailplatte (links).

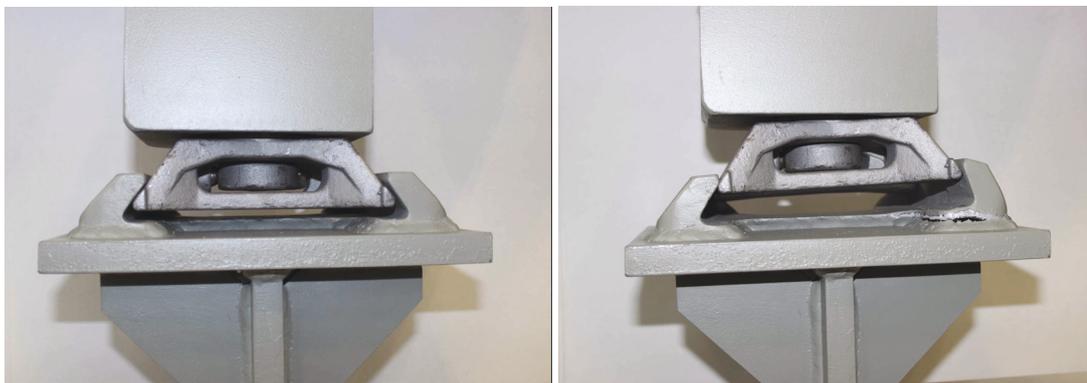


Abbildung D.6.: Versuche mit der Dovetail-Platte: links die intakter und rechts die defekte Dovetail-Platte

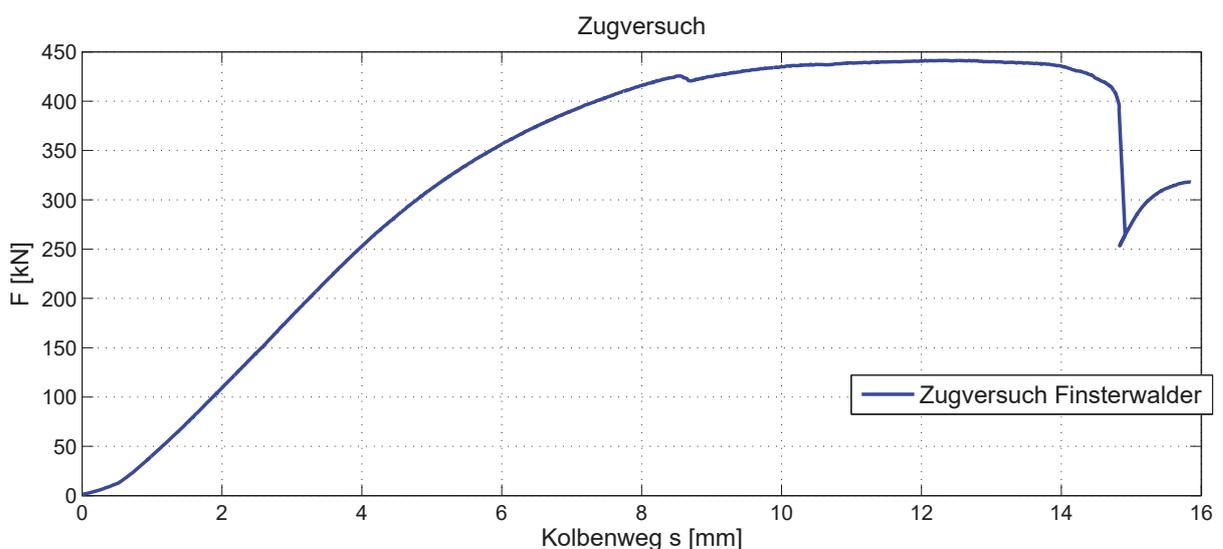


Abbildung D.7.: Die Zugversuchsergebnisse bei der Benutzung einer Dovetail-Platte



# E. Versuchsübersicht

In diesem Kapitel ist die detaillierte Versuchsübersicht im Vergleich zu der Übersicht in Tab. 4.3 in Kap. 4.1 von Herrn Backhaus [Backhaus, 2018b] zu sehen.

Übersicht Versuche Twistlock

Versuch Nr.	Versuchstag	Versuchsart	Twistlock Lieferant	Spannelemente	Versuchsparameter	Auftrag F&T	Serie F&T	Messprojekt HBM	Auswertung
1	20.03.2017	Zugversuch	Bowmann 1	Blindflansch PN 40 DIN 2527 DN 150 8 x M 24 - 12.9 Z.Nr.: Twistlock_05-2017	0,001 mm/s 200 ms / 5 Hz	Zugversuch Fraunhofer	45	Twistlock_20.03.2017	$F_{max} = 506,8 \text{ kN}$
2	23.03.2017	Zugversuch	Bremen 1	Blindflansch PN 40 DIN 2527 DN 150 8 x M 24 - 12.9 Z.Nr.: Twistlock_05-2017	0,001 mm/s 200 ms / 5 Hz	Zugversuch Fraunhofer	46	Twistlock_20.03.2017	$F_{max} = 556,9 \text{ kN}$
3	04.04.2017	Zugversuch	Bowmann 2	Blindflansch PN 40 DIN 2527 DN 150 8 x M 24 - 12.9 Z.Nr.: Twistlock_05-2017	0,002 mm/s 200 ms / 5 Hz	Zugversuch Fraunhofer	47	Twistlock_20.03.2017	$F_{max} = 548,5 \text{ kN}$
4	04.04.2017	Zugversuch	Bremen 2	Blindflansch PN 40 DIN 2527 DN 150 8 x M 24 - 12.9 Z.Nr.: Twistlock_05-2017	0,002 mm/s 200 ms / 5 Hz	Zugversuch Fraunhofer	48	Twistlock_20.03.2017	$F_{max} = 599,2 \text{ kN}$
5	13.04.2017	Druckversuch Stufen	Bowmann 1.1	Blindflansch PN 40 DIN 2527 DN 150 8 x M 24 - 12.9 Z.Nr.: Twistlock_05-2017	2 kN/s Stufen 100 kN 0 - 1.000 kN 100 ms / 10Hz	Zugversuch DFG	57	Twistlock_20.03.2017	Kein Bruch Ohne Befund
6	13.04.2017	Druckversuch Stufen	Bremen 2.1	Blindflansch PN 40 DIN 2527 DN 150 8 x M 24 - 12.9 Z.Nr.: Twistlock_05-2017	2 kN/s Stufen 100 kN 0 - 1.000 kN 100 ms / 10Hz	Zugversuch DFG	58	Twistlock_20.03.2017	Kein Bruch Ohne Befund
7	13.04.2017	Druckversuch Stufen Wiederholversuch	Bremen 2.2	Blindflansch PN 40 DIN 2527 DN 150 8 x M 24 - 12.9 Z.Nr.: Twistlock_05-2017	2 kN/s Stufen 100 kN 0 - 1.000 kN 100 ms / 10Hz	Zugversuch DFG	59	Twistlock_20.03.2017	Kein Bruch Ohne Befund
8	26.04.2017	Druckversuch Quasistatisch	Bremen 2.3	Blindflansch PN 40 DIN 2527 DN 150 8 x M 24 - 12.9 Z.Nr.: Twistlock_05-2017	2 kN/s 0 - 1.000 kN 100 ms / 10Hz	Zugversuch DFG	60	Twistlock_20.03.2017	Kein Bruch Ohne Befund

Übersicht Versuche Twistlock

9	26.04.2017	Druckversuch Quasistatisch Wiederholversuch	Bremen 2.4	Blindflansch PN 40 DIN 2527 DN 150 8 x M 24 – 12.9 Z.Nr.: Twistlock_05-2017	2 kN/s 0 – 1.000 kN 100 ms / 10Hz	Zugversuch DFG	61	Twistlock_ 20.03.2017	Kein Bruch Ohne Befund
10	26.04.2017	Druckversuch Quasistatisch	Bowmann 1.2	Blindflansch PN 40 DIN 2527 DN 150 8 x M 24 – 12.9 Z.Nr.: Twistlock_05-2017	2 kN/s 0 – 1.000 kN 100 ms / 10Hz	Zugversuch DFG	62	Twistlock_ 20.03.2017	Kein Bruch Ohne Befund
11	26.04.2017	Druckversuch Quasistatisch Wiederholversuch	Bowmann 1.3	Blindflansch PN 40 DIN 2527 DN 150 8 x M 24 – 12.9 Z.Nr.: Twistlock_05-2017	2 kN/s 0 – 1.000 kN 100 ms / 10Hz	Zugversuch DFG	63	Twistlock_ 20.03.2017	Kein Bruch Ohne Befund
12	15.06.2017	Zugversuch 20° Rollwinkel	Bremen 3	Schweißelement Z.Nr.: Twistlock_06-2017	0,002 mm/s 200 ms / 5 Hz	Zugversuch Fraunhofer	49	Twistlock_ 20.03.2017	F <sub>max</sub> = 665,8 kN
13	16.06.2017	Zugversuch 20° Rollwinkel	Bremen 4	Schweißelement Z.Nr.: Twistlock_06-2017	0,002 mm/s 200 ms / 5 Hz	Zugversuch Fraunhofer	50	Twistlock_ 20.03.2017	F <sub>max</sub> = 648,4 kN
14	12.09.2017	Druckversuch DMS 20° Rollwinkel	Bremen 5	Schweißelement Z.Nr.: Twistlock_06-2017	2 kN/s 0 – 1.000 kN 100 ms / 10 Hz	Zugversuch DFG	64	Twistlock_ 20.03.2017	Kein Bruch Ohne Befund
15	12.09.2017	Druckversuch DMS 20° Rollwinkel Wiederholversuch	Bremen 5	Schweißelement Z.Nr.: Twistlock_06-2017	2 kN/s 0 – 1.000 kN 100 ms / 10 Hz	Zugversuch DFG	65	Twistlock_ 20.03.2017	Kein Bruch Ohne Befund
16	06.11. bis 08.11.2017	Dauerversuch 1 Schwellende Belastung	Bremen 6	Schweißelement Z.Nr.: Twistlock_07-2017	F = 140 ± 42 kN 36.900 LW / 0,5 Hz 211.000 LW / 2,6 Hz	2016 Wechselast 12.02.2016 Test POLYTEC	22	TWISTLOCK_ 1D_Nov- 2017	Dauerbruch nach 247.900 LW

Übersicht Versuche Twistlock

17	27.11. bis 02.12.2017	Dauerversuch 2 Schwellende Belastung DMS 20° Rollwinkel	Bremen 5	Schweißelement Z.Nr.: Twistlock_06-2017	F= 140 ± 42 kN 59.123 LW / 0,5 Hz 633.960 LW / 2,6 Hz	2016 Wechselast 12.02.2016 Test POLYTEC	23 24	Twistlock_ 27.11.2017	Dauerbruch nach 693.083 LW
18	08.01. bis 10.01.2018	Dauerversuch 3 Schwellende Belastung	Bremen 7	Schweißelement Z.Nr.: Twistlock_07-2017 t=16 mm	F= 140 ± 42 kN 37.000 LW / 0,5 Hz 192.639 LW / 2,6 Hz	2016 Wechselast 12.02.2016 Test POLYTEC	29	TWISTLOCK_ 3D_Jan- 2018	Dauerbruch nach 229.639 LW
19	25.01.2018	Druckversuch Quasistatisch Wiederholversuch	Bremen 2.5	Blindflansch PN 40 DIN 2527 DN 150 8 x M 24 – 12.9 Z.Nr.: Twistlock_05-2017	2 kN/s 0 – 1.000 kN 100 ms / 10Hz	Zugversuch DFG	90	Twistlock_ 20.03.2017	Kein Bruch Ohne Befund
20	25.01.2018	Druckversuch Quasistatisch Wiederholversuch	Bremen 2.6	Blindflansch PN 40 DIN 2527 DN 150 8 x M 24 – 12.9 Z.Nr.: Twistlock_05-2017	2 kN/s 0 – 1.000 kN 100 ms / 10Hz	Zugversuch DFG	91	Twistlock_ 20.03.2017	Kein Bruch Ohne Befund
21	29.01. bis 30.01.2018	Dauerversuch 4 Schwellende Belastung	Bremen 8	Schweißelement Z.Nr.: Twistlock_07-2017 Deckplatte t=16 mm	F= 140 ± 42 kN 37.400 LW / 0,5 Hz 123.973LW / 2,6 Hz	2016 Wechselast 12.02.2016 Test POLYTEC	30	TWISTLOCK_ 4D_Jan- 2018	Dauerbruch nach 161.373 LW
22	31.01.2018	Druckversuch Quasistatisch	Bremen 8.1	Schweißelement Z.Nr.: Twistlock_07-2017 Deckplatte t=16 mm	2 kN/s 0 – 1.000 kN 100 ms / 10Hz	Zugversuch DFG	92	Twistlock Druck_ 31.01.2018	Kein Bruch Ohne Befund
23	31.01.2018	Druckversuch Quasistatisch	Bremen 8.2	Schweißelement Z.Nr.: Twistlock_07-2017 Deckplatte t=16 mm	2 kN/s 0 – 1.000 kN 100 ms / 10Hz	Zugversuch DFG	93	Twistlock Druck_ 31.01.2018	Kein Bruch Ohne Befund

Übersicht Versuche Twistlock

24	06.02.2018	Druckversuch Quasistatisch	Bremen 8.3	Schweißelement Z.Nr.: Twistlock_07-2017 Deckplatte t=16 mm	2 kN/s 0 – 1.000 kN 100 ms / 10Hz	Zugversuch DFG	94	Twistlock Druck_ 06.02.2018	Kein Bruch Ohne Befund
25	06.02.2018	Druckversuch Quasistatisch	Bremen 8.4	Schweißelement Z.Nr.: Twistlock_07-2017 Deckplatte t=16 mm	2 kN/s 0 – 1.000 kN 100 ms / 10Hz	Zugversuch DFG	95	Twistlock Druck_ 06.02.2018	Kein Bruch Ohne Befund

**Bemerkungen:**

Druckversuche 5 bis 11

- Twistlocks von den jeweiligen Zugversuchen, Containerrecke vom Versuch Nr. 1 (Druckfläche mechanisch geplant)

Versuche 14/15

- „Spannelemente Containerrecken“ aus den Versuchen 12 und 13 wiederverwertet, dazu Containerrecken von den Deckplatten abgetrennt und mit neuem Twistlock und neuer Containerrecke bestückt

Versuch 16

- „Spannelemente Twistlocks“ aus den Versuchen 12 und 13 wiederverwertet; dazu die Deckplatten mit den Twistlocks abgetrennt und mit neuen Deckplatten t=16mm bestückt

Versuch 18

- „Spannelement Containerrecke“ aus Versuch 16 weiter verwendet, „Spannelement Twistlock“ neu gebaut (Z.Nr.: Twistlock\_07-2017) alle Bauteile mit t=16 mm

Versuche 21 bis 25

- „Spannelement Containerrecke“ aus Versuch 16 weiter verwendet, „Spannelement Twistlock“ aus dem „Spannelement Containerrecke“ vom Versuch 17 gefertigt und Deckplatte t=16 mm neu angeschweißt



## F. Verschiebungs- und Vergleichsspannungsanalyse

Die Ergebnisse sind abhängig von der Temperatur und vom Rollwinkel. Die Abhängigkeit der Berechnungsergebnisse von dem Rollwinkel wird in den Abb. F.1 und F.2 dargestellt. Die erste Abbildung zeigt die von-Mises Spannung am Twistlock Kopf. Die Spannungsmaxima sind an den Ausbuchtungen der Bolzen zu finden und haben je nach Belastung größeren Einfluss auf den Bolzenschaft. Auch die Spannungsgröße ist stark abhängig von der Belastung. Allerdings zeigt die Spannungsauswertung keine realitätsnahen Ergebnisse aufgrund der vorhandenen Singularitäten direkt an dem Übergang basierend auf den scharfen Kanten. Das gleiche gilt für den Gegenpart in der Twistlock Basis. Aber der Verlauf der Spannung in Abhängigkeit der Belastung ist auswertbar und wird mittels der Regressionsanalyse betrachtet.

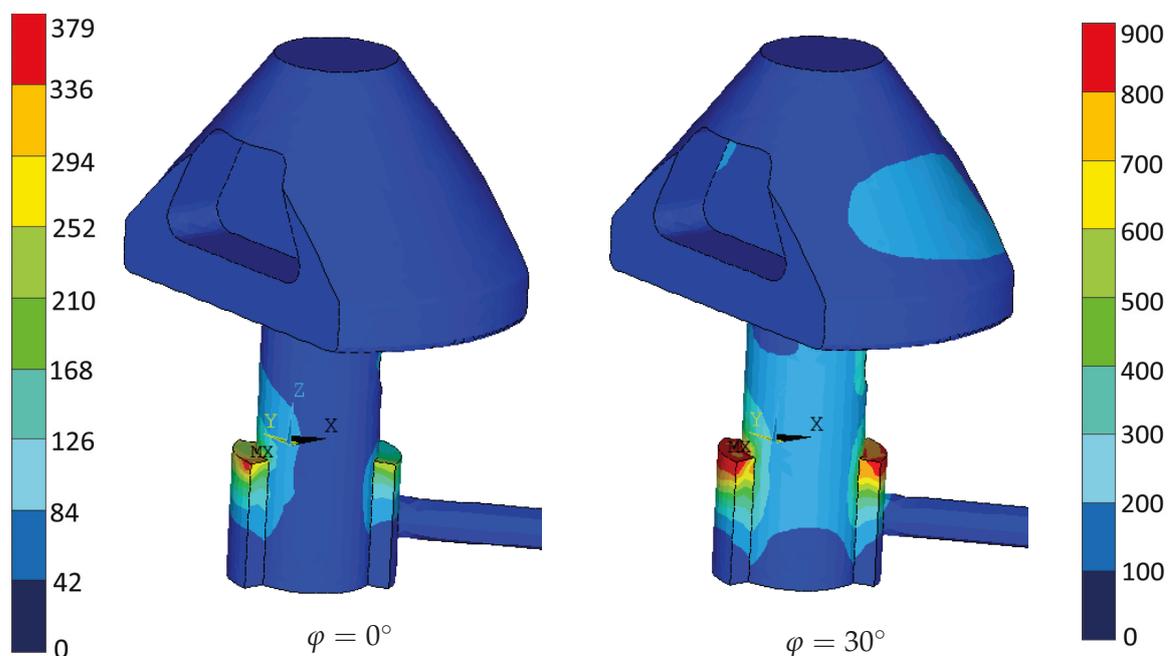


Abbildung F.1.: Die von-Mises-Spannung in  $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$  des Twistlock Kopfes im Submodell bei  $\varphi = 0^\circ$  und  $30^\circ$  bei  $T = 20^\circ C$

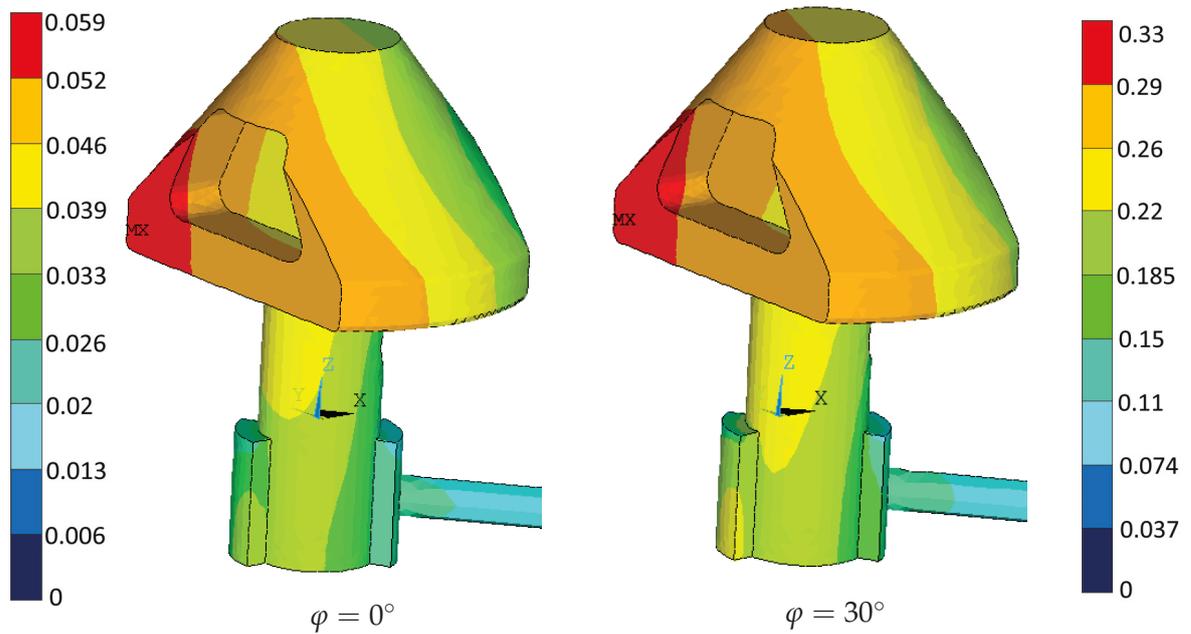


Abbildung F.2.: Die Verschiebung  $U_Z$  in [mm] des Twistlock Kopfes im Submodell bei  $\varphi = 0^\circ$  und  $30^\circ$  bei  $T = 20^\circ\text{C}$

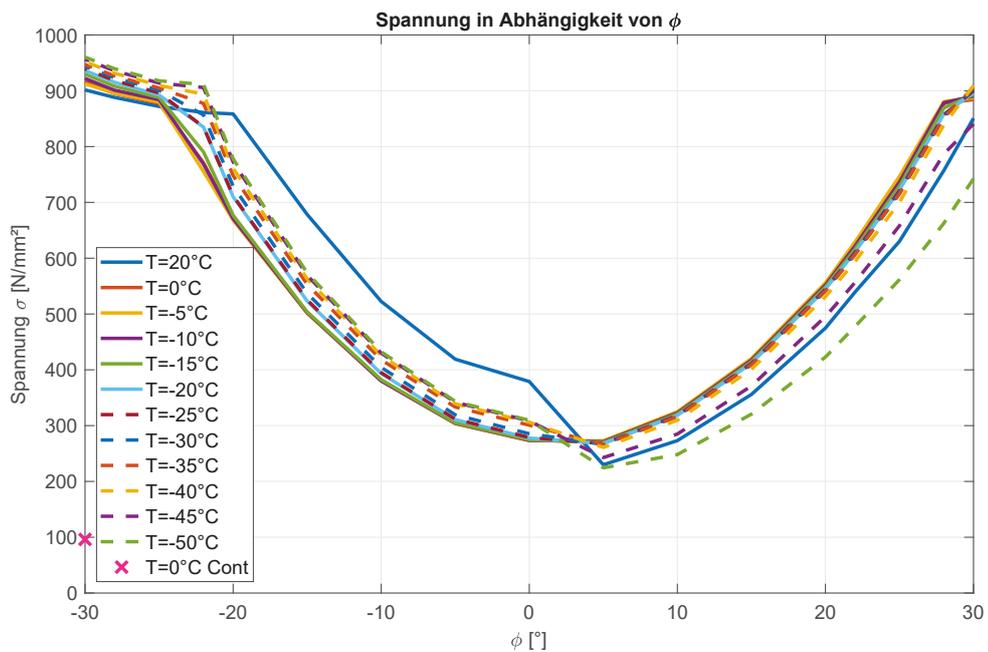


Abbildung F.3.: Max. Spannungen am gesamten Twistlock-System in Abhängigkeit vom Rollwinkel; das Containermodul für die  $T = 0^\circ\text{C}$  und  $\varphi = -30^\circ$  in Pink

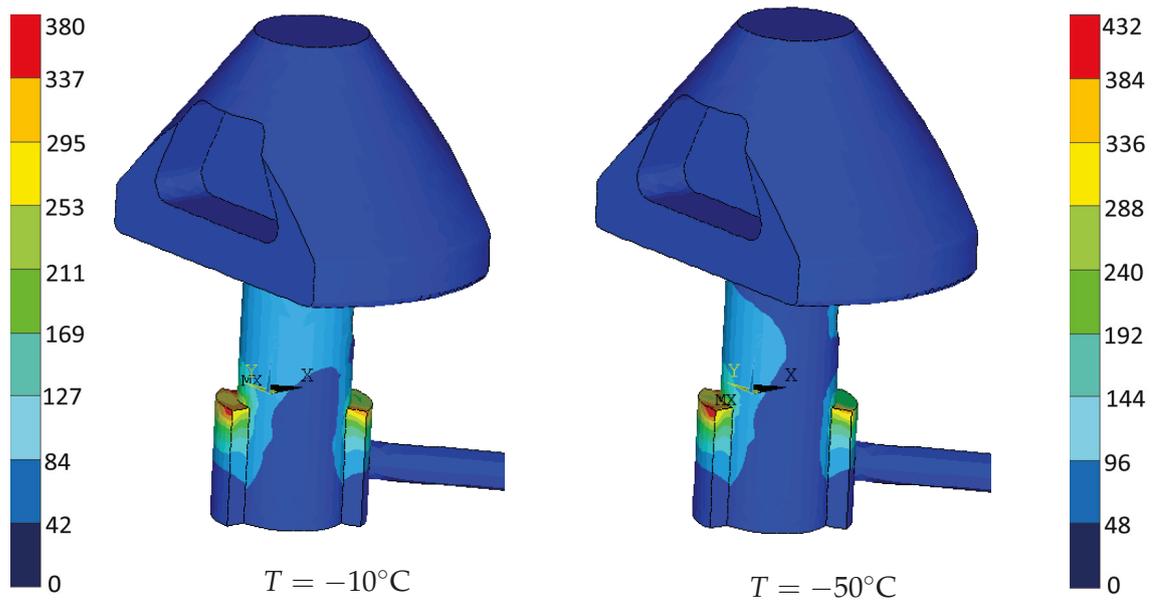
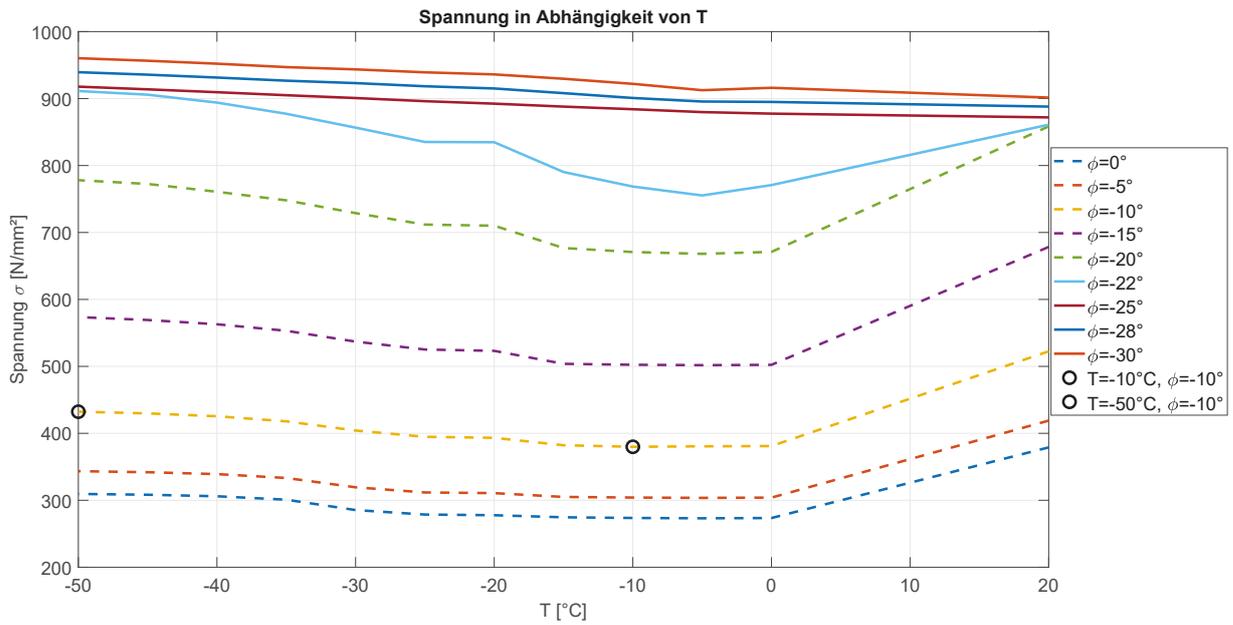


Abbildung F.4.: Oben: Maximale Spannungen am Twistlock-System in Abhängigkeit von den negativen Temperaturen; Unten: die von-Mises-Spannung in  $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$  am Twistlock Kopfes im Submodell bei  $\varphi = -10^\circ$  und  $T = -10^\circ C$  und  $-50^\circ C$

Die Verschiebungen zeigen von der Kontur ein sehr ähnliches Bild zwischen  $0^\circ$  und  $-30^\circ$  Rollwinkel. Aber die Maximalverschiebungen bei  $-30^\circ$  sind stark erhöht im Vergleich zum Ausgangswert bei  $0^\circ$ : die Verschiebung ist ca. 6x so groß für  $30^\circ$  wie für  $0^\circ$ . Deutlich erkennbar ist eine höhere Verschiebung und eine größere Spannung in Richtung Containerbodenmittelpunkt. Dies basiert auf dem Aufbiegen des Containerunterbodens durch die wirkenden Druck- und Zugbelastungen - siehe Abb. 5.21, der Zugrichtung aufgrund der Last am Kranarm.

Abb. F.3 zeigt die Spannung über den Rollwinkel für die verschiedenen Temperaturen. Deutlich sichtbar ist der Verlauf einer quadratischen Funktion von  $-20^\circ$  bis  $28^\circ$  mit der Symmetrie bei ca.  $5^\circ$ . Für  $\varphi \leq -20^\circ$  und  $\varphi \geq 28^\circ$  verläuft die Spannung weniger steil und eher linear. Die Größenordnung der Spannung ist nicht auswertbar, aber der Verlauf. Im Bereich  $0 - 5^\circ$  treffen alle Funktionen aufeinander und schneiden sich. Für negative Rollwinkel zeigt die Funktion für  $T = 20^\circ\text{C}$  bei kleineren Rollwinkeln größere Spannungen, im Vergleich zu den negativen Temperaturen. Dies liegt erheblich an den Reibungskoeffizienten. Wenn ausschließlich die Streckgrenze und der Reibungskoeffizient  $\mu_{\text{ausßen}}$  verändert würde, hätte die Spannung bei Raumtemperatur ein ähnlichen Verlauf wie bei  $T = -45^\circ$ . Da das nicht der Fall ist und an der Fläche 1 (siehe Abb. 5.4) die Zugkräfte besonders wirken, ist der Reibungskoeffizient  $\mu_{\text{innen}}$  ein sehr wichtiger Parameter. Aber da bei Minustemperaturen in diesem Bereich nur eine feuchte Stahl-Stahl Kontaktfläche angenommen wird, wird dieser Einfluss als unabhängiger Parameter auf die Spannung in der Regressionsanalyse vernachlässigt.

In Abb. F.3 zeigt sich zu dem Spannungsverlauf des Kranmoduls auch eine Beispielrechnung für das Containermodul in pink für die Temperatur  $T = 0^\circ$ . In der Abbildung ist erkennbar, dass die Spannung deutlich unter denen des Kranmoduls liegt, aufgrund der unterschiedlichen Belastung. Bei dem Containermodul entstehen nur Druckkräfte, keine Zugkräfte. Diese werden, wie in Kap. 4.1.3 beschrieben, gut von dem Twistlock-System aufgenommen und führen bis zu einer Kraft von 1000 kN zu keiner plastischen Verformung. Daher wird nur diese eine Beispielrechnung für das Containermodul durchgeführt. Den Spannungs- und Verschiebungsverlauf in dem Twistlock-System ist in Kap. G in Abb. G.1 dargestellt.

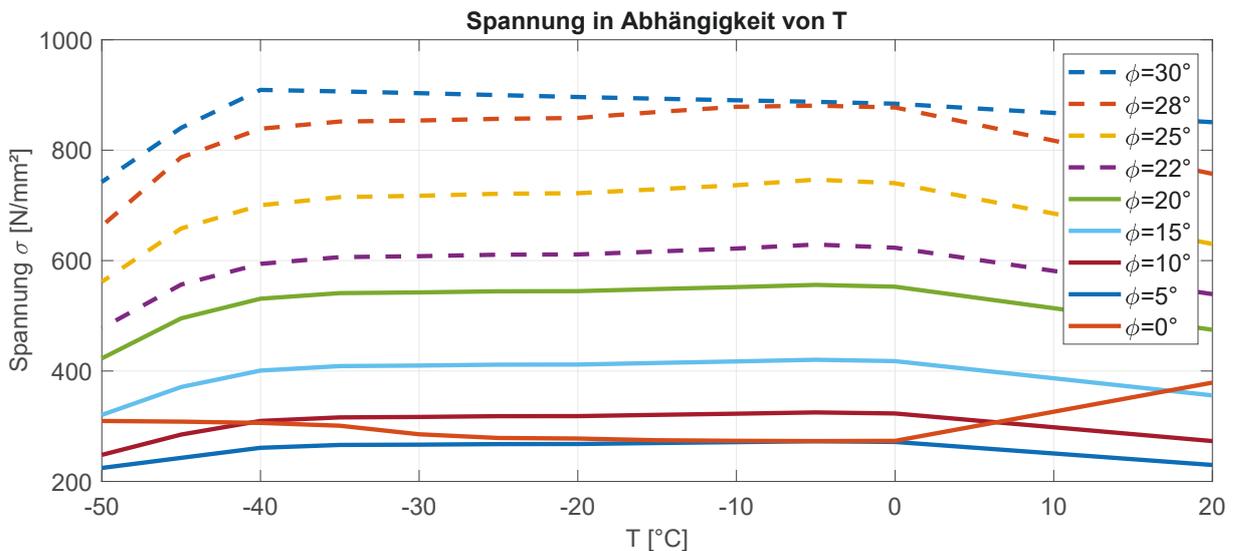


Abbildung F.5.: Maximale Spannungen am Twistlock-System in Abhängigkeit von den negativen Temperaturen

Die obere Abb. F.4 zeigt den Spannungsverlauf nach von-Mises über die Temperatur für die verschiedenen negativen Rollwinkel. Speziell gekennzeichnet sind hier die Punkte bei einem Rollwinkel von  $\varphi = -10^\circ$  und einer Temperatur von  $T = -10^\circ\text{C}$  und  $-50^\circ\text{C}$  (schwarzer Kreis). Die Spannungskontur (Nodal Solution) am Twistlock Kopf wurde für diese beiden Temperaturen dargestellt (Abb. F.4, unten). Erkennbar ist der geringe Unterschied zwischen den Maximalspannungen und auch der Verlauf der Spannungskonturen sieht ähnlich aus. Analysiert wird die Spannung in Abhängigkeit der Temperatur mit einer Potenzfunktion 5ten Grades.

Deutlich erkennbar in den Abb. F.4 und F.3 ist der konstante Anstieg der Spannung für die Rollwinkel  $\leq -25^\circ$  mit abnehmender Temperatur.

Abb. F.5 zeigt den Spannungsverlauf über die Temperatur für positive Rollwinkel. Die Regressionsgleichung ist die gleiche, obwohl die Spannungen bei Temperaturen von  $T \leq -40^\circ\text{C}$  und  $T \geq 0^\circ\text{C}$  einen Abstieg zeigen im Vergleich zu den negativen Rollwinkeln, bei denen ein Anstieg der Funktionen zu erkennen ist. Im Bereich  $-40^\circ\text{C} \leq T \leq 0^\circ$  ist ein konstanter Verlauf zu erkennen und zeigt somit keine Abhängigkeit von der Temperatur. Abb. F.6 zeigt die Verschiebungen am gesamten Twistlock-System. Im Vergleich zu den Spannungen zeigen die Verschiebungen vor allem in dem negativen Rollwinkelbereich keine Abhängigkeit von der Temperatur. Mit zunehmendem positiven Rollwinkel steigt die Abhängigkeit von der Temperatur an, siehe Abb. F.7 und F.8. Der Verschiebungsverlauf über den Rollwinkel lässt sich ebenso wie die Spannung mit einer quadratischen Funktion beschreiben. Und der Verlauf in Abhängigkeit von T lässt sich mit einer Potentialfunktion 5ten Grades beschreiben. Ebenso wie im Spannungsverlauf über die Rollwinkel liegt das absolute Minimum bei  $5^\circ$ . Bei dem Spannungsverlauf ist ein quadratischer Anstieg nur im Bereich  $-20$  bis  $28^\circ$  zu erkennen, wohingegen die Verschiebung in dem gesamten untersuchten Rollwinkelbereich einen quadratischen Verlauf zeigt. Bei der Verschiebung liegt das Maximum bei einem Rollwinkel von  $-30^\circ$ . Die Verschiebung im positiven Rollwinkelbereich liegt deutlich unter denen für negative Rollwinkel. Die Asymmetrie der Verschiebungskurve ist dem einseitig ausgerichteten Kranarm geschuldet, der immer in negative x-Richtung zeigt.

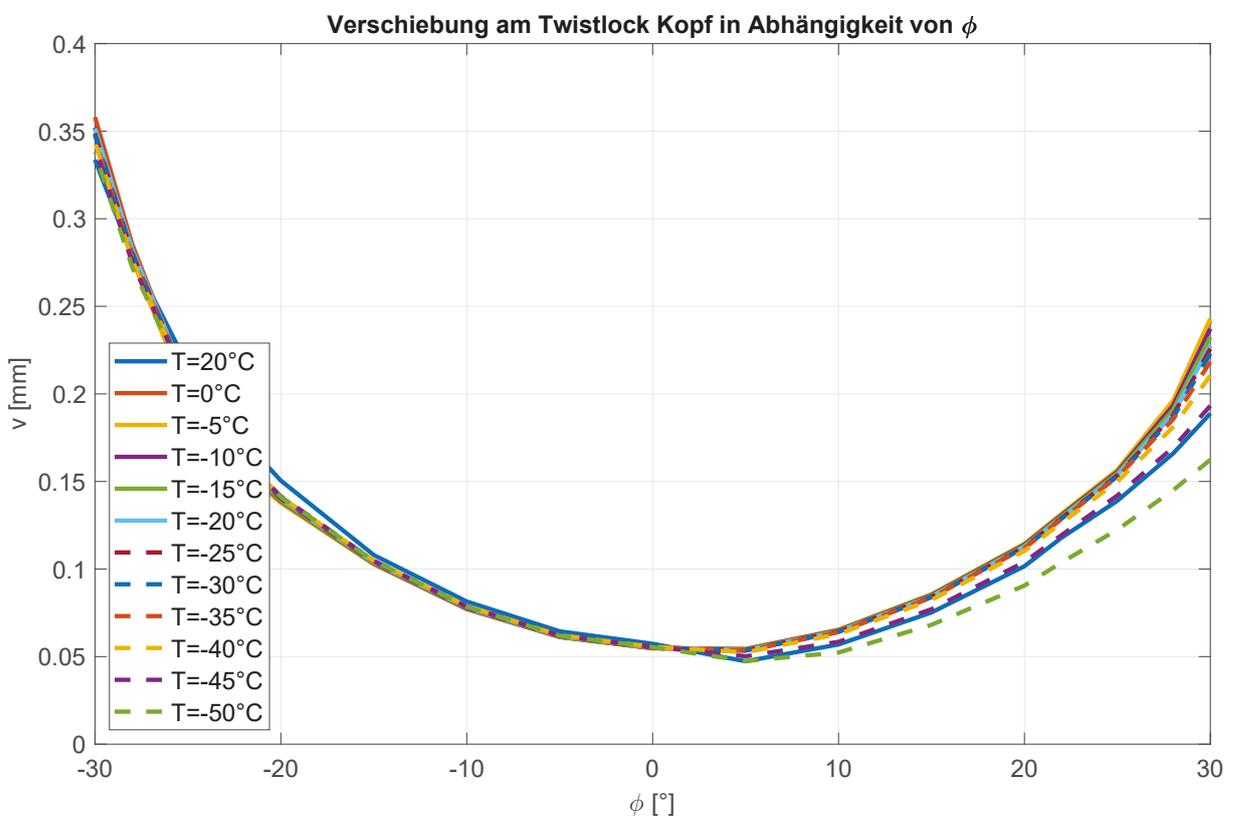


Abbildung F.6.: Vergleich der Verschiebungen über alle Rollwinkel in Abhängigkeit von der Temperatur am gesamten Container-Twistlock-System

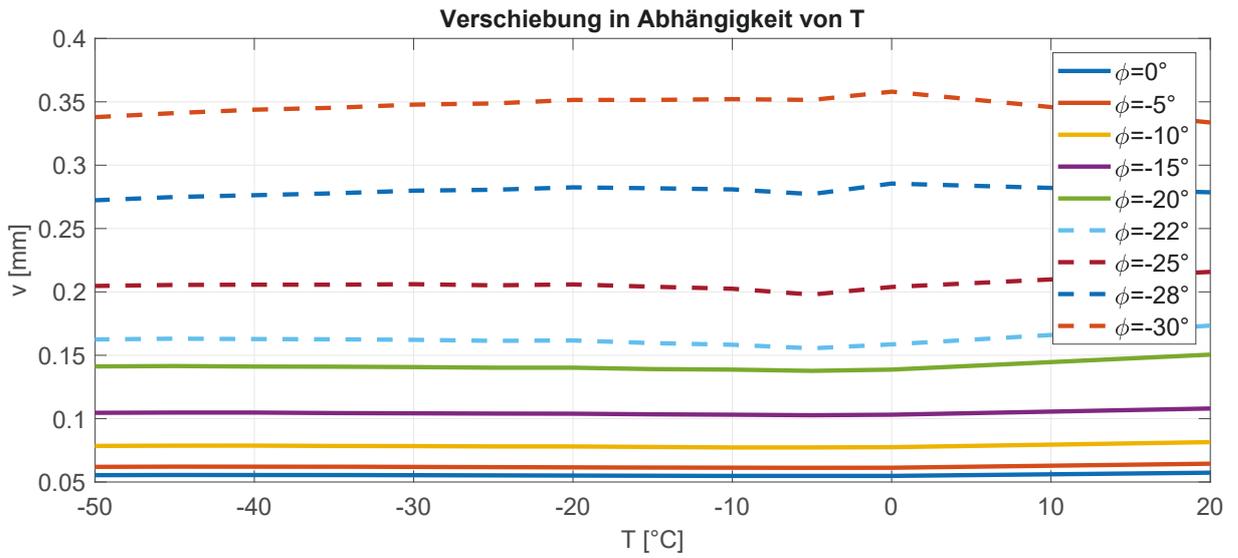


Abbildung F.7.: Vergleich der Verschiebungen über die negativen Rollwinkel abhängig von T am Twistlock Kopf

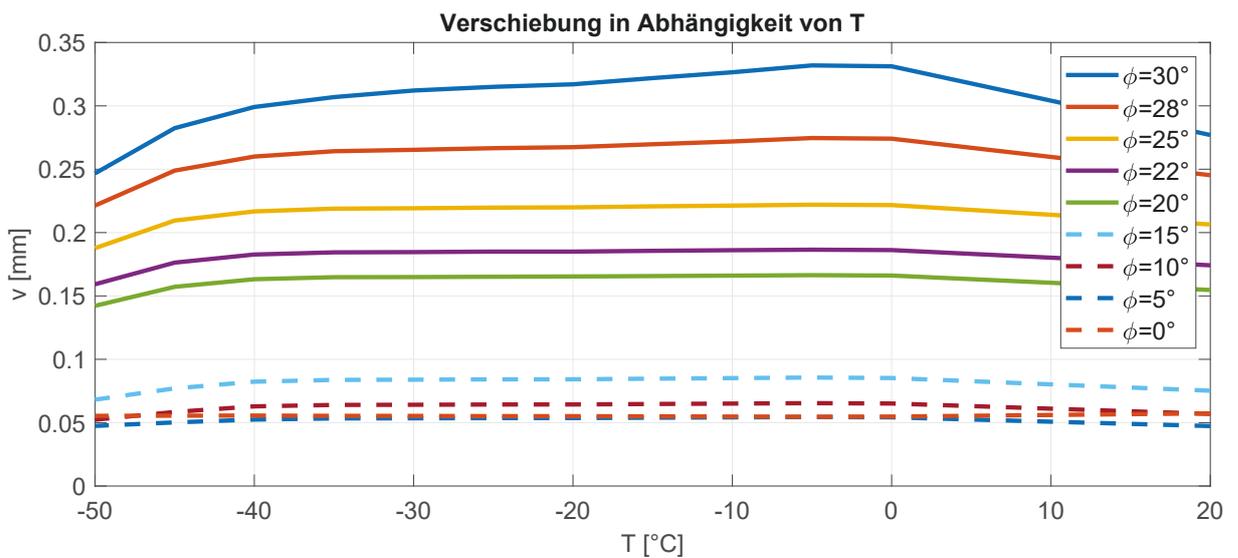


Abbildung F.8.: Vergleich der Verschiebungen über die positiven Rollwinkel abhängig von T am Twistlock Kopf

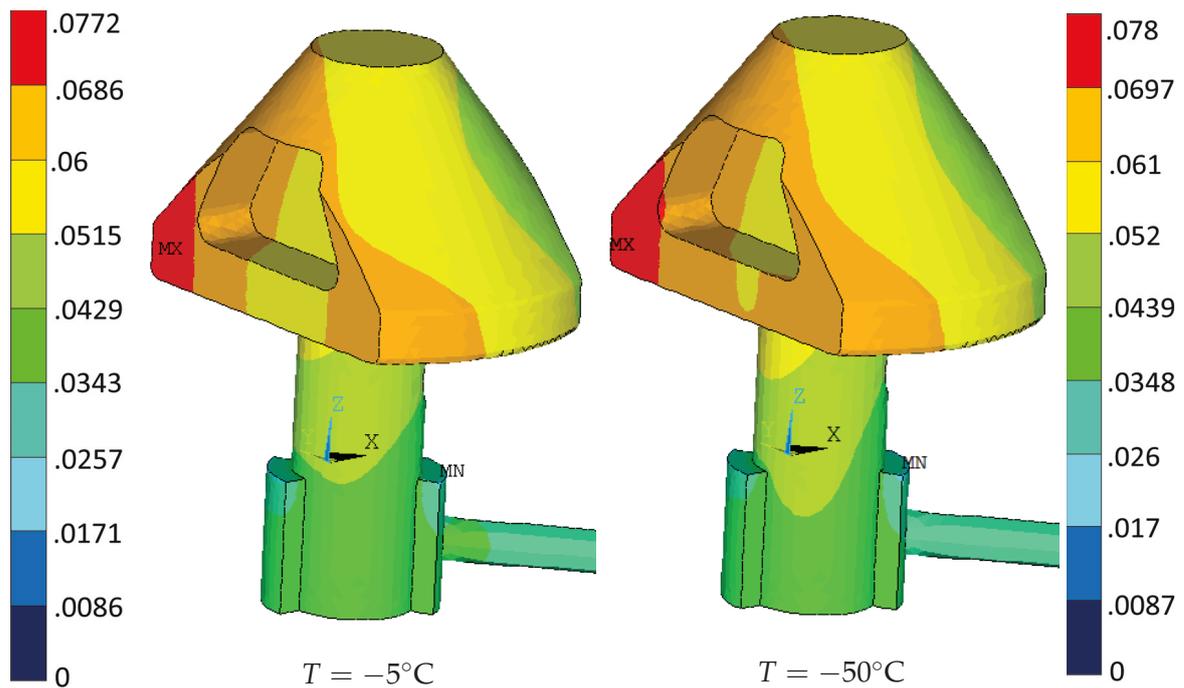


Abbildung F.9.: Die Verschiebung UZ des Twistlock Kopfes im Submodell bei einem Rollwinkel von  $\varphi = -10^\circ$  und einer Temperatur von  $T = -10^\circ\text{C}$  und  $-50^\circ\text{C}$

Die Dimensionierungsgleichung für die Verschiebung sieht wie folgt aus:

$$\begin{aligned}
 v = & [(p_2(1,1) \cdot \varphi(j)^2 + p_2(1,2) \cdot \varphi(j) + p_2(1,3)) \cdot T(i)^5 + \\
 & ((p_2(2,1) \cdot \varphi(j)^2 + p_2(2,2) \cdot \varphi(j) + p_2(2,3)) \cdot T(i)^4 + \\
 & ((p_2(3,1) \cdot \varphi(j)^2 + p_2(3,2) \cdot \varphi(j) + p_2(3,3)) \cdot T(i)^3 + \\
 & ((p_2(4,1) \cdot \varphi(j)^2 + p_2(4,2) \cdot \varphi(j) + p_2(4,3)) \cdot T(i)^2 + \\
 & ((p_2(5,1) \cdot \varphi(j)^2 + p_2(5,2) \cdot \varphi(j) + p_2(5,3)) \cdot T(i) + \\
 & ((p_2(6,1) \cdot \varphi(j)^2 + p_2(6,2) \cdot \varphi(j) + p_2(6,3))] \tag{F.1}
 \end{aligned}$$

j	$p_2(j,1)$	$p_2(j,2)$	$p_2(j,3)$
1	$4.14 \cdot 10^{-14}$	$1.77 \cdot 10^{-11}$	$1 \cdot 10^{-10}$
2	$-2.47 \cdot 10^{-11}$	$9.19 \cdot 10^{-10}$	$9.4 \cdot 10^{-9}$
3	$-1.819 \cdot 10^{-9}$	$-1.19 \cdot 10^{-8}$	$3.2 \cdot 10^{-7}$
4	$-3.76 \cdot 10^{-8}$	$-1.18 \cdot 10^{-6}$	$4.97 \cdot 10^{-6}$
5	$1.80 \cdot 10^{-7}$	$-9.55 \cdot 10^{-6}$	$-5.71 \cdot 10^{-5}$
6	0.000255	-0.0012	0.0393

Tabelle F.1.: Die Resultierenden Parameter der Regressionsanalyse der Verschiebungsergebnisse in Abhängigkeit der Temperatur  $T$  und des Rollwinkels  $\varphi$

Die Abb F.10 und F.11 zeigen die Unterschiede zwischen den Ergebnissen der Regressionsanalyse und den Ergebnissen der Simulation beispielhaft für den Rollwinkel  $\phi = -30^\circ$  und  $T = -35^\circ\text{C}$ .

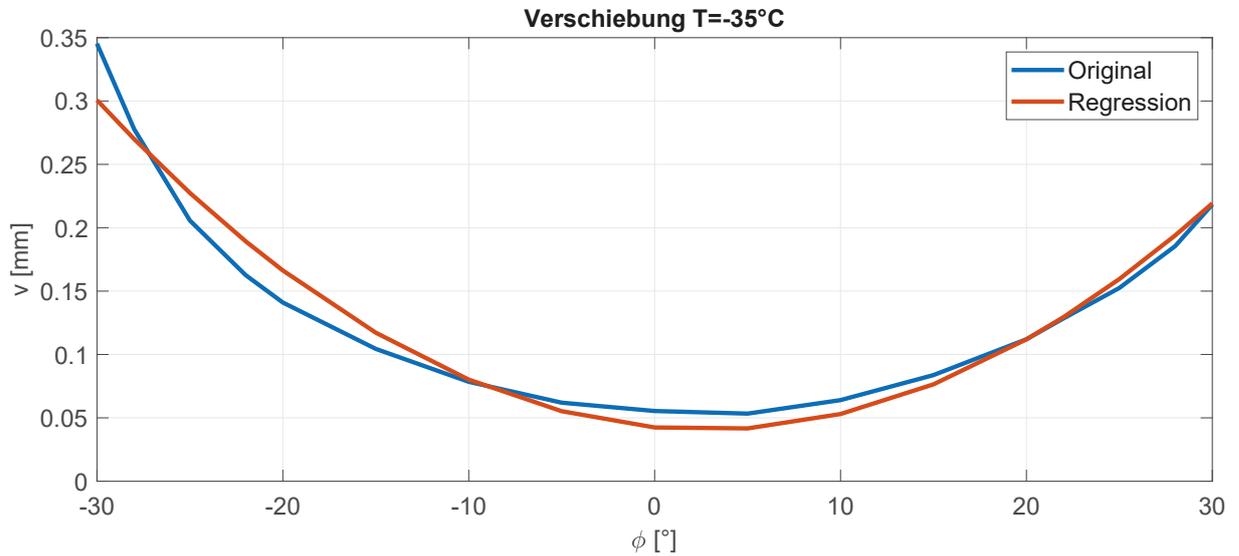


Abbildung F.10.: Ergebnisse der Regressionsanalyse in Abhängigkeit von  $\phi$  für beispielhaft  $\phi = -30^\circ$

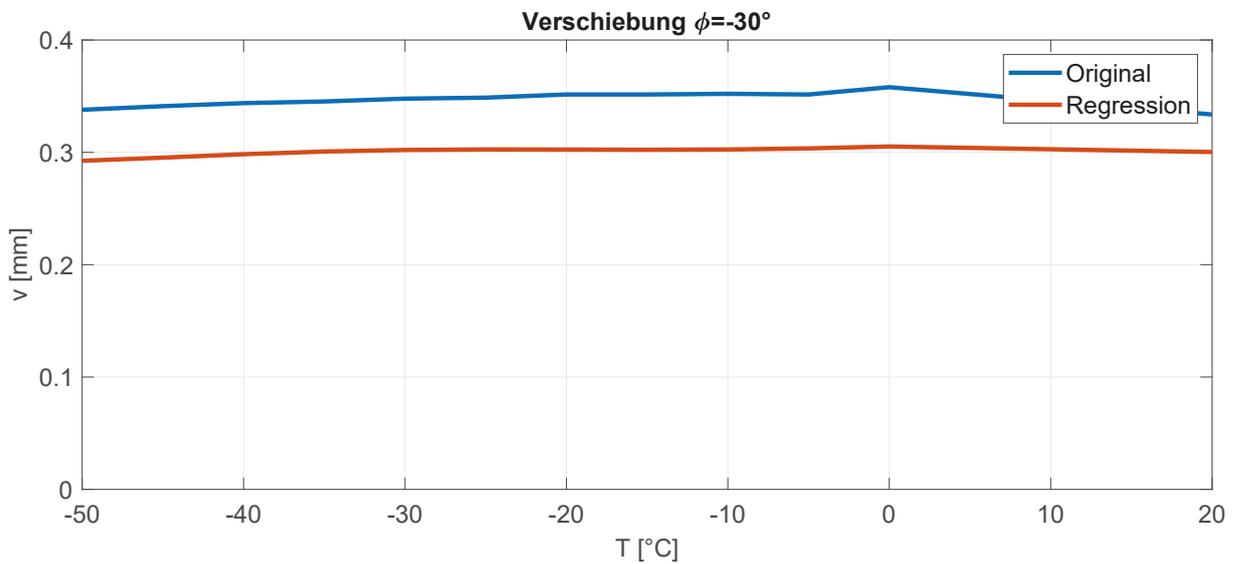


Abbildung F.11.: Ergebnisse der Regressionsanalyse in Abhängigkeit von  $T$  für beispielhaft  $T = -35^\circ\text{C}$

$\varphi$ T	20°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C	-40°C	-45°C	-50°C
30	3.23	-3.52	-4.20	-2.90	-2.24	-1.34	-1.33	-0.70	0.42	1.42	3.54	6.47
28	3.77	5.35	4.75	5.25	5.18	5.28	4.82	4.99	4.53	4.27	4.36	5.02
25	1.91	8.23	7.73	7.45	6.68	6.21	5.45	5.30	4.62	3.68	2.34	1.64
22	-2.37	4.22	3.77	3.48	2.74	2.22	1.55	1.40	0.80	-0.12	-1.21	-3.12
20	-1.90	3.05	2.71	2.40	1.71	1.15	0.54	0.51	-0.05	-1.02	-1.93	-4.23
15	-8.30	-7.57	-7.62	-7.64	-8.06	-8.33	-8.72	-8.53	-8.73	-9.18	-9.09	-12.64
10	-12.96	-18.85	-18.57	-18.17	-18.14	-17.98	-17.97	-17.44	-17.17	-16.90	-15.30	-17.89
5	-12.48	-26.79	-26.29	-25.42	-24.75	-24.04	-23.53	-22.62	-21.89	-20.79	-19.62	-21.97
0	-22.28	-28.28	-27.44	-26.81	-26.17	-25.56	-24.77	-24.18	-23.45	-23.21	-23.29	-24.75
-5	-8.46	-15.61	-15.02	-14.43	-13.53	-12.89	-11.96	-11.46	-10.84	-10.46	-9.48	-8.07
-10	3.95	-0.80	-0.49	0.12	0.47	0.91	1.68	1.92	2.22	2.32	3.31	5.57
-15	12.66	11.34	11.48	11.32	11.61	11.78	12.25	12.37	12.24	11.85	12.28	14.09
-20	12.91	19.32	19.69	18.81	18.80	18.32	18.69	18.38	17.93	17.47	16.95	17.88
-22	10.96	19.39	21.22	18.97	18.22	17.04	17.54	16.99	16.42	15.77	15.14	15.85
-25	6.34	12.29	15.12	12.29	11.49	10.74	11.28	10.74	10.58	9.93	9.33	9.51
-28	-2.86	-4.31	-1.98	-3.53	-3.86	-4.00	-3.27	-3.14	-2.82	-2.99	-3.36	-3.09
-30	-10.01	-14.75	-13.65	-14.07	-13.99	-13.94	-13.22	-13.13	-12.91	-13.22	-13.43	-13.44

Tabelle F.2.: Das Ergebnis der Fehlerberechnung für die entsprechenden Rollwinkel und Temperaturen



## G. Auswertung des Containermoduls

In Abb. F.3 ist die Einordnung für das Containermodul für den Rollwinkel  $\varphi = -30^\circ$  und einer Temperatur  $T = 0^\circ\text{C}$  im Vergleich zu den Spannungen am Kranmodul. Detailliert sind die Spannungen und Verschiebungen an dem Twistlock System in Abb. G.1 dargestellt.

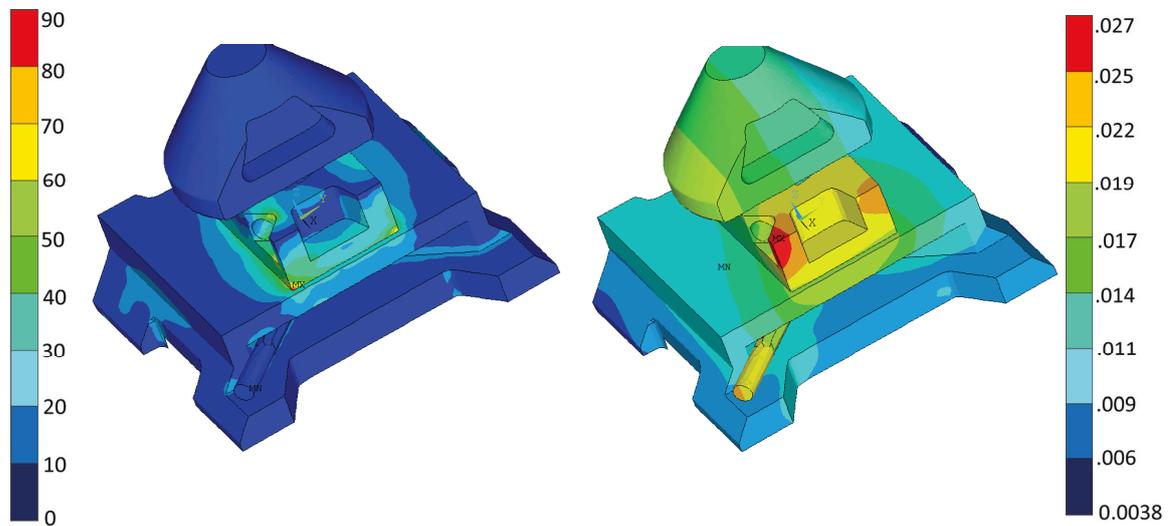


Abbildung G.1.: Die von-Mises-Spannung (links) und die Verschiebungen (rechts) am Twistlock System im Submodell des Containermoduls bei einem Rollwinkel von  $\varphi = -30^\circ$  und einer Temperatur von  $T = 0^\circ\text{C}$



## H. Verschiedene Ansichten

In diesem Kapitel werden die zusätzlichen Ansichten der verschiedenen Module dargestellt - darunter das Containermodul, das Kranmodul und die Detailansicht des Twistlock-Systems und der Containerrecke. Verwendet werden sie in Kap. 5 zur Erstellung der Dimensionierungsgleichung siehe Kap. 6.

### H.1. Containermodell

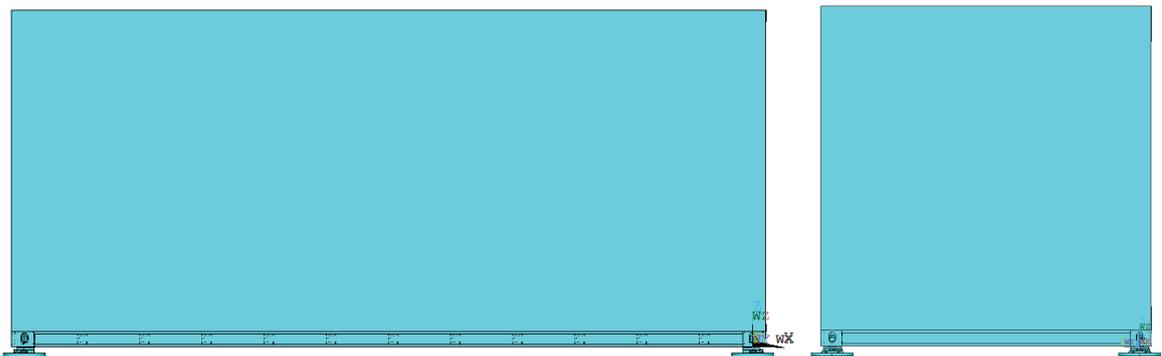


Abbildung H.1.: Seitenansicht und Ansicht von vorne auf den Container mitsamt Container-ecken und Twistlocksystemen

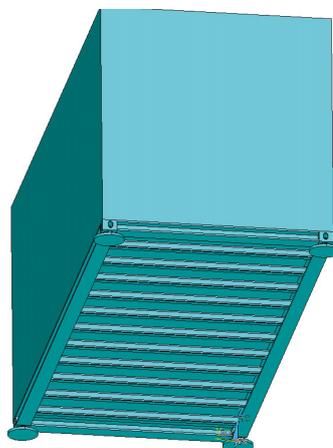


Abbildung H.2.: Ansicht des globalen Containermoduls von schräg unten

## H.2. Kranmodul



Abbildung H.3.: Seitenansicht und Ansicht von vorne auf den Kranunterboden mitsamt Containerrechen und Twistlocksystemen

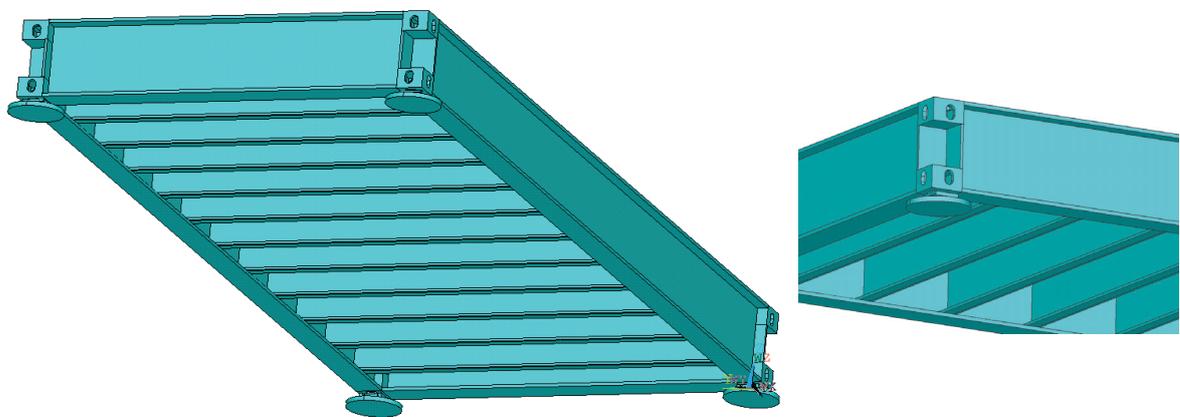


Abbildung H.4.: Ansicht von unten und im Detail auf den Kranunterboden mitsamt Containerrechen und Twistlocksystemen

## H.3. Detailansicht Twistlock-System & Containerrecke

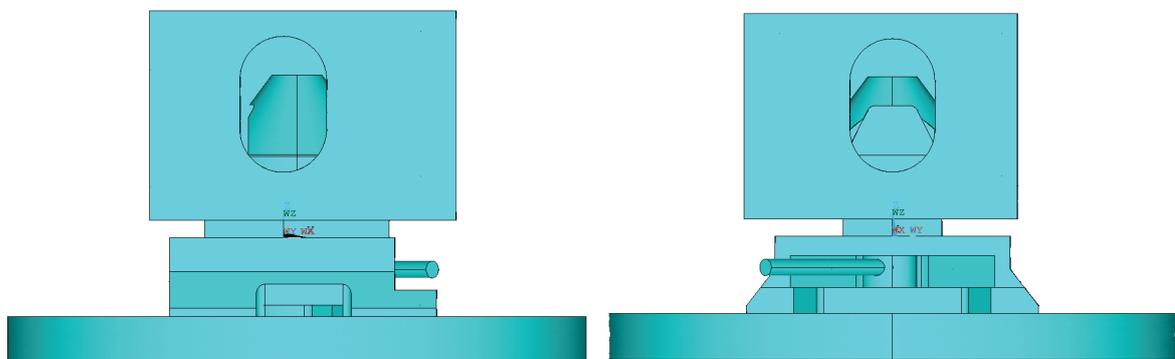


Abbildung H.5.: Detailansicht des Twistlocksystems mit Containerrecke: links - Seitenansicht und rechts - Ansicht von vorne mit Hebel

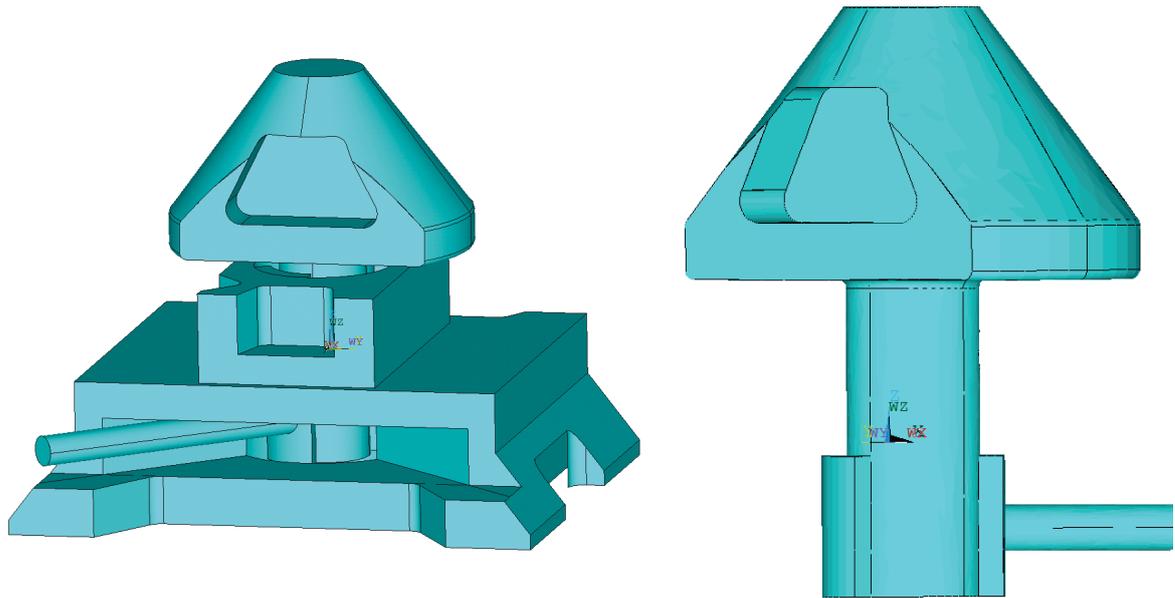


Abbildung H.6.: Detailansicht des Twistlocksystems ohne Containerreife: links - Seitenansicht und rechts - Twistlock

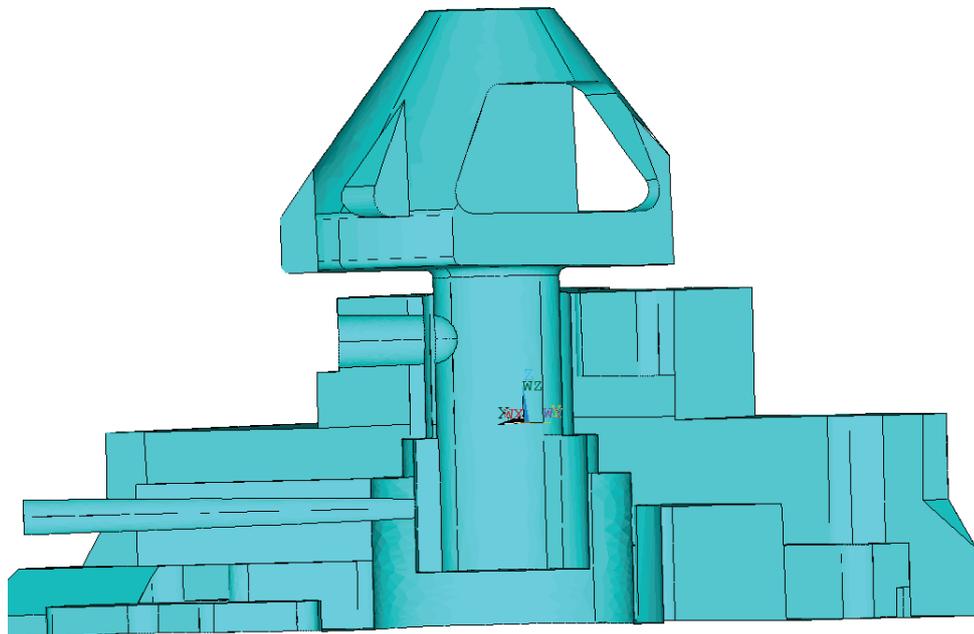


Abbildung H.7.: Cut durch die Twistlock Basis und den Twistlock Kopf

# Literaturverzeichnis

- [Albracht et al., 2011] Albracht/ Reichel/ Winkler/ Kern, 2011: *Untersuchung von Einflussfaktoren auf das tribologische Verhalten von Werkstoffen gegen Eis/ On the influences of friction on ice*, Technische Universität Ilmenau, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Werkstofftechnik, Ilmenau, URL <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/mawe.200400822/epdf>.
- [Amco Veba Group, 2010] Amco Veba Group, 2010: *Sealand F/M*, Tech. Rep., Amco Veba Group, Italien, URL <http://pdf.nauticexpo.de/pdf-en/amco-veba/sealand-2010/64408-87977.html>.
- [Amco Veba Group, 2016] Amco Veba Group, 2016: *VR85: Anweisungs-, Bedienungs- und Wartungshandbuch*, Tech. Rep., Amco Veba Group, Italien.
- [ANSYS, 2010a] ANSYS, 2010a: *Lecture 3: Introduction to contact*, ANSYS, Inc., URL [http://inside.mines.edu/~apetrell/ENME442/Labs/1301\\_ENME442\\_lab6\\_lecture.pdf](http://inside.mines.edu/~apetrell/ENME442/Labs/1301_ENME442_lab6_lecture.pdf).
- [ANSYS, 2011a] ANSYS, 2011a: *ANSYS 13.0 Help*, ANSYS, Inc., Canonsburg, (PA).
- [ANSYS, 2011b] ANSYS, 2011b: *ANSYS 13.0 Help; Advanced Analysis Techniques Guide/ 7. Submodeling/ 7.1. Understanding Submodeling*, ANSYS, Inc., Canonsburg, (PA).
- [ANSYS, 2005] ANSYS, Inc., 2005: *Chapter 3: Advanced Contact*, ANSYS, Inc., URL [http://www-eng.lbl.gov/~als/FEA/ANSYS\\_V9\\_INFO/Workbench\\_Simulation\\_9.0\\_Nonlin/ppt/AWS90\\_Structural\\_Nonlin\\_Ch03\\_Contact.ppt](http://www-eng.lbl.gov/~als/FEA/ANSYS_V9_INFO/Workbench_Simulation_9.0_Nonlin/ppt/AWS90_Structural_Nonlin_Ch03_Contact.ppt).
- [ANSYS, 2010b] ANSYS, Inc., 2010b: *Help: Bilinear Isotropic Hardening*, ANSYS, Inc., URL [https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent14/help/ans\\_mat/amp8sq21dldm.html#biso](https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent14/help/ans_mat/amp8sq21dldm.html#biso).
- [ANSYS, 2013] ANSYS, Inc., 2013: *ANSYS Mechanical APDL Contact Technology Guide*.
- [ANSYS, 2018] ANSYS, Inc., 2018: *ANSYS Online Manuals Release 5.5: Chapter 8: Nonlinear Structural Analysis*, ANSYS, Inc., URL [http://www.ansys.stuba.sk/html/guide\\_55/g-str/gstr8.htm](http://www.ansys.stuba.sk/html/guide_55/g-str/gstr8.htm).
- [AS Oil Power Hydraulics, 2016] AS Oil Power Hydraulics, 2016: *Amco Veba*, Tech. Rep., Dänemark, Esbjerg, URL [http://www.oilpower.dk/uf/100000\\_109999/106097/6e074332d8d189919132d7a6934658bc.jpg](http://www.oilpower.dk/uf/100000_109999/106097/6e074332d8d189919132d7a6934658bc.jpg).

- [Backhaus, 2018a] Backhaus, Eldor, 2018a: *Labor*, Universität Rostock: Lehrstuhl für Schiffstechnische Konstruktionen, Deutschland, Rostock, URL <https://www.lsk.uni-rostock.de/forschung/themen/labor/>.
- [Backhaus, 2018b] Backhaus, Eldor, 2018b: *Versuchsübersicht*, Universität Rostock: Lehrstuhl für Schiffstechnische Konstruktionen, Deutschland, Rostock.
- [Backhaus et al., 2015] Backhaus, K./ Erichson, B./ Weiber, R., 2015: *Fortgeschrittene Multivariate Analysemethoden*, Deutschland, Berlin, Heidelberg: Springer Gabler.
- [Backhaus et al., 2016] Backhaus, K./ Erichson, B./ Plinke, W./ Weiber, R., 2016: *Multivariate Analysemethoden: Eine anwendungsorientierte Einführung*, Deutschland, Heidelberg: Springer Gabler.
- [Basan und Marohnic, 2016] Basan, Robert/ Marohnic, Tea, 2016: *Constitutive Modeling and Material Behavior*, ANSYS, Inc., University of Rijeka, Rijeka (Kroatien).
- [Beck, 2018] Beck, T., 2018: *Skript zum Labor: Spezielle Methoden der Werkstoffprüfung*, TU Kaiserslautern: Lehrstuhl für Werkstoffkunde, Deutschland, Kaiserslautern, URL [https://www.mv.uni-kl.de/fileadmin/wkk/download/lehre/lab\\_wk/Skript\\_Sonderlabor\\_Werkstoffpr%C3%BCfung\\_WS15-16\\_03022016.pdf](https://www.mv.uni-kl.de/fileadmin/wkk/download/lehre/lab_wk/Skript_Sonderlabor_Werkstoffpr%C3%BCfung_WS15-16_03022016.pdf).
- [Benker, 2010] Benker, Hans, 2010: *Ingenieurmathematik kompakt - Problemlösungen mit Matlab*, Heidelberg, (DE): Springer.
- [BMVI, CTU, 2015] BMVI, CTU, 2015: *Verfahrensregeln der IMO/ILO/UNECE für das Packen von Güterbeförderungseinheiten*, Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur, CTU, Deutschland, Berlin, URL <http://www.tis-gdv.de/tis/ls/ctu/inhalt.htm>.
- [BMVI, GDV, 2016] BMVI, GDV, 2016: *Containerhandbuch*, Gesamtverband der Deutschen Versicherungswirtschaft e.V., Deutschland, Berlin, URL [https://www.containerhandbuch.de/chb/stra/index.html?chb/stra/stra\\_01\\_03\\_02.html](https://www.containerhandbuch.de/chb/stra/index.html?chb/stra/stra_01_03_02.html).
- [Bode, 2005] Bode, C., 2005: *4.4. Kontaktprobleme*, Beuth Hochschule für Technik Berlin.
- [Bowmann, 2004] Bowmann, 2004: *Container Shelter*, Bowmann Technische Spezialsysteme GmbH & Co KG, Deutschland, Rosengarten.
- [Bowmann, 2016] Bowmann, 2016: *Abnahmeprüfzeugnis 3.2 nach EN 10204: Eckbeschläge*, Maschinenfabrik Liezen und Gießerei, Liezen.
- [ClassNK, 2009] ClassNK, 2009: *Guidelines for Container Stowage and Securing Arrangements*, Tech. Rep., Nippon Kaiji Kyokai, Japan.
- [Cunningham, 2012] Cunningham, Patrick, 2012: *Submodeling with ANSYS v14.5*, URL [https://caeai.com/sites/default/files/Submodeling\\_CAEA.pdf](https://caeai.com/sites/default/files/Submodeling_CAEA.pdf).

- [Dennis Rudolph, 2018] Dennis Rudolph, 2018: *Extensometer*, www.frustfrei-lernen.de, Deutschland, Groß-Zimmern, URL <https://www.frustfrei-lernen.de/physik/extensometer.html>.
- [DIN, 1967] DIN, 1967: *DIN 1681: Stahlguß für allgemeine Verwendungszwecke*, Tech. Rep., Deutsches Institut für Normung, Deutschland.
- [DIN, 1981] DIN, 1981: *DIN 1161: ISO Container der Reihe 1: Eckbeschläge, Anforderungen*, Tech. Rep., Deutsches Institut für Normung, Deutschland, Berlin.
- [DIN, 1999] DIN, 1999: *DIN 668: ISO Container der Reihe 1: Klassifikation, Maße, Gesamtgewichte*, Tech. Rep., Deutsches Institut für Normung, Deutschland, Berlin.
- [DIN, 2004] DIN, 2004: *DIN EN 10204: Metallische Erzeugnisse - Arten von Prüfbescheinigungen*, Tech. Rep., Deutsches Institut für Normung, Deutschland, Berlin.
- [DIN, 2005] DIN, 2005: *DIN EN 1055-4: Einwirkungen auf Tragwerke - Teil 4: Windlasten*, Tech. Rep., Deutsches Institut für Normung, Deutschland.
- [DIN, 2006a] DIN, 2006a: *DIN EN 10083-3:2006: Vergütungsstähle: Technische Lieferbedingungen für legierte Stähle*, Tech. Rep., Deutsches Institut für Normung, Deutschland.
- [DIN, 2006b] DIN, 2006b: *DIN EN 12079-1:2006: Offshore-Container und zugehörige Anschlagarnituren*, Tech. Rep., Deutsches Institut für Normung, Deutschland.
- [DIN, 2007] DIN, 2007: *DIN EN 10213:2007+A1:2016: Stahlguss für Druckbehälter*, Tech. Rep., Deutsches Institut für Normung, Deutschland.
- [DIN, 2009] DIN, 2009: *DIN 50125:2009: Prüfung metallischer Werkstoffe - Zugproben*, Tech. Rep., Deutsches Institut für Normung, Deutschland.
- [DIN, 2011] DIN, 2011: *DIN ISO 19906: Erdöl- und Erdgasindustrie: Offshore-Bauwerke für den Arktis-Bereich*, Tech. Rep., Deutsches Institut für Normung, Deutschland, Berlin.
- [DIN, 2012] DIN, 2012: *Schweißzusätze - Drahtelektroden, Drähte, Stäbe und Schweißgut zum Schutzgasschweißen von warmfesten Stählen*, Tech. Rep., Deutsches Institut für Normung, Deutschland, Berlin.
- [DIN, 2014] DIN, 2014: *DIN EN ISO 6892-1: Metallische Werkstoffe - Zugversuch - Teil 1: Prüfverfahren bei Raumtemperatur*, Tech. Rep., Deutsches Institut für Normung, Deutschland, Berlin.
- [DIN, 2015a] DIN, 2015a: *DIN EN 10293:2015: Stahlguss für allgemeine Anwendungen*, Tech. Rep., Deutsches Institut für Normung, Deutschland.
- [DIN, 2015b] DIN, 2015b: *DIN EN ISO 6892-3: Metallische Werkstoffe - Zugversuch - Teil 3: Prüfverfahren bei tiefen Temperaturen*, Tech. Rep., Deutsches Institut für Normung, Deutschland, Berlin.

- [DNV, 2010] DNV, 2010: *Rules for Classification of Ships Newbuilding: Ships for Navigation in Ice*, Tech. Rep., Det Norske Veritas, Norwegen.
- [DNV, 2016] DNV, 2016: *Part 2: Materials and welding: Section 8 Steel Castings*, Tech. Rep., Det Norske Veritas, Norwegen, URL [https://rules.dnvgl.com/ServiceDocuments/dnvgl/#!/industry/1/Maritime/1/DNV%20GL%20rules%20for%20classification:%20Ships%20\(RU-SHIP\)](https://rules.dnvgl.com/ServiceDocuments/dnvgl/#!/industry/1/Maritime/1/DNV%20GL%20rules%20for%20classification:%20Ships%20(RU-SHIP)).
- [DNVGL, 2016a] DNVGL, 2016a: *CG-0060: Container securing*, Tech. Rep., DNV GL SE, Norwegen.
- [DNVGL, 2016b] DNVGL, 2016b: *RU-0050: Ships*, Tech. Rep., DNV GL SE, Norwegen.
- [Dowlin, 2013] Dowlin, Norman E., 2013: *Mechanical Behaviour of Materials*, England: Pearson.
- [enacademic, 2018] enacademic, 2018: *Twistlock*, URL <http://en.academic.ru/dic.nsf/enwiki/11579701>.
- [Ettemeyer et al., 2006] Ettemeyer/ Schäfer/ Wallrapp, 2006: *Technische Mechanik; Elastostatik*, Deutschland, Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg.
- [Evans et al., 1975] Evans/ Nye/ Cheeseman, 1975: *The kinetic friction of ice*, in: Royal Society, vol. A. 347: 493–512.
- [Fahrmeir et al., 2007] Fahrmeir, Ludwig/ Kneib, Thomas/ Lang, Stefan, 2007: *Regression - Modelle, Methoden und Anwendungen*, Deutschland, Berlin, Heidelberg: Springer Gabler.
- [Finsterwalder, 2014a] Finsterwalder, 2014a: *Bottom Twistlock*, Finsterwalder Container GmbH, Deutschland, URL <http://www.fensterwalder.eu/container/zubehoer/stacking/bottom-twistlock.html>.
- [Finsterwalder, 2014b] Finsterwalder, 2014b: *Technische Beschreibung Containerecken*, Finsterwalder Container GmbH, Deutschland, Kaufbeuren.
- [Form+Test, 2013] Form+Test, 2013: *Original Betriebsanleitung für Prüfmaschine UP 1000 PK-4*, Tech. Rep., Form+Test Seidner+Co. GmbH, Riedlingen.
- [Form+Test, 2018] Form+Test, 2018: *Schwerlast Bauteilprüfsystem*.
- [Friedrichs, 2013] Friedrichs, Ulf, 2013: *Submodeling: Die Lupe für große FEM-Modelle*, Österreich, URL [https://www.cadfem.de/fileadmin/seminar/ch/08\\_News\\_TT\\_01\\_2013.pdf](https://www.cadfem.de/fileadmin/seminar/ch/08_News_TT_01_2013.pdf).
- [Gabbert, 2016] Gabbert, U., 2016: *Finite-Element-Methode Teil 1*, Deutschland, Magdeburg: Universität Magdeburg; Lehrstuhl für Numerische Mechanik.
- [Gartner und de Bortoli, 2016] Gartner, E./ de Bortoli, M., 2016: *Some Aspects for the Simulation of a Non-Linear Problem with Plasticity and Contact*.

- [Gebhardt, 2014] Gebhardt, Christof, 2014: *Praxisbuch FEM mit ANSYS Workbench - Einführung in die lineare und nichtlineare Mechanik*, München, (DE): Hanser.
- [Gronefeld, 2017] Gronefeld, Johannes, 2017: *Konstruktion eines lokalen Twistlock Systems in Creo mit anschließender FEM Analyse*, Studienarbeit, Rostock University, Deutschland, Rostock.
- [Gronefeld, 2018] Gronefeld, Johannes, 2018: *Konstruktion und FEM Analyse verschiedener Containermodule mit ANSYS Workbench*, Masterarbeit, Rostock University, Deutschland, Rostock.
- [Gross et al., ] Gross, Dietmar/ Hauger, Werner/ Schröder, Jörg/ Wall, Wolfgang A., : *Technische Mechanik; Band 2: Elastostatik*, Deutschland, München: Fachhochschule München - Fachbereich 6 - Feinwerk- und Mikrotechnik.
- [Gross et al., 2008] Gross, Dietmar/ Hauger, Werner/ Schröder, Jörg/ Wall, Wolfgang A., 2008: *Technische Mechanik; Band 3: Kinetik*, Deutschland, Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg.
- [Guo, 2002] Guo, Wenfeng, 2002: *Ein Modell zur wirklichkeitsnahen instationären Berechnung von Stahl- und Spannbetonstrukturen im Tieftemperaturbereich*, Bergische Universität Wuppertal, Institut für konstruktiven Ingenieurbau, Baustofftechnologie und Brandschutz, Univ.-Prof. Dr.-Ing. W. Klingsch, Ilmenau, URL <http://www.baufachinformation.de/literatur.jsp?dis=2003089013940>.
- [Imaoka, 2009] Imaoka, Sheldon, 2009: *Contact Analysis Tips*, ANSYS.net, URL [http://seepdf.net/doc/pdf/download/ansys\\_\\_net--ansys--tips\\_sheldon--STI0902\\_Contact\\_Tips.pdf](http://seepdf.net/doc/pdf/download/ansys__net--ansys--tips_sheldon--STI0902_Contact_Tips.pdf).
- [ISO, 2000] ISO, 2000: *ISO 3874: Series 1 freight containers - Handling and securing; Amendment 1: Twistlocks, latchlocks, stacking fittings and lashing rod systems for securing of containers*, Tech. Rep., ISO Copyright Office - International Organization for Standardization, Schweiz.
- [Kistner et al., 2018] Kistner, J./ Backhaus, E./ Kaeding, P., 2018: *OMAE2018-77111: Verification of Twistlock Simulations For Modular Use in the Arctic*, Madrid, Spanien: American Society of Mechanical Engineers (ASME).
- [Klein, 2005] Klein, B., 2005: *FEM - Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*, Deutschland, Wiesbaden: vieweg Studium Technik, Springer.
- [Lindner, 2012] Lindner, Hannes, 2012: *Verifizierung und Validierung von numerischen Schleppversuchen mit einem frei trimm- und tauchenden Schiffsmodell*, Diplomarbeit, Rostock University, Deutschland, Rostock.
- [von der Lippe, 1993] von der Lippe, Peter, 1993: *Deskriptive Statistik - Lehrbuch*, Deutschland, Stuttgart Jena: Gustav Fischer Verlag.
- [Madenci und Guven, 2015] Madenci, Erdogan/ Guven, Ibrahim, 2015: *The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS*, Heidelberg, (DE): Springer.

- [Makkonen und Tikanmäki, 2014] Makkonen, L./ Tikanmäki, M., 2014: *Modeling the friction of ice*, in: Elsevier: Cold Regions Science and Technology, vol. 102: 84–93.
- [MathWorks, 2011] MathWorks, 2011: *Matlab; User's Guide; Data Analysis; Regression Analysis; Programmatic Fitting*, The MathWorks, Inc.
- [Metrisin, 2008] Metrisin, Joseph, 2008: *Guidelines for Obtaining Contact Convergence*, in: *International ANSYS Conference*.
- [Michel und Kaeding, 2012] Michel, J./ Kaeding, P., 2012: *OMAE2012-83021: Assessment of Container Mountings in Modular Offshore Platform Designs for Arctic Regions*, Brazil: American Society of Mechanical Engineers (ASME).
- [Michel und Kaeding, 2013] Michel, J./ Kaeding, P., 2013: *OMAE2013-10012: Dimensioning of Twistlocks in Modular Offshore Platform Designs for Arctic Regions*, Nante, France: American Society of Mechanical Engineers (ASME).
- [Michel und Kaeding, 2015] Michel, J./ Kaeding, P., 2015: *OMAE2015-23018: Validation of Twistlocks in Modular Offshore Platform Designs for the Arctic*, St. John's, Canada: American Society of Mechanical Engineers (ASME).
- [Müller und Groth, 2007] Müller, Günter/ Groth, Clemens, 2007: *FEM für Praktiker I: Grundlagen: Basiswissen und Arbeitsbeispiele zur FEM mit dem Programm ANSYS*, Springer: expert.
- [Pacific Marine & Industrial, 2011] Pacific Marine & Industrial, 2011: *Marine Cargo Container Securing Hardware: Dovetail Container Securing Twistlocks*, Pacific Marine & Industrial, USA, URL [http://www.pacificmarine.net/twistlocks\\_cv-2.htm](http://www.pacificmarine.net/twistlocks_cv-2.htm).
- [Podschwadek, 2015] Podschwadek, Arne, 2015: *Versuchsaufbau für Twistlocks unter besonderen Belastungen*, Masterarbeit, Rostock Universität, Deutschland, Rostock.
- [Reisekompass, 2015] Reisekompass, GD-Medien:, 2015: *Vereisung gehörte zu den größten Gefahren der Winterfischerei*, URL <https://www.reisekompass.de/museumsspass-in-den-weihnachtsferien/2q56963p/>.
- [RSGU, 2018] RSGU, 2018: *20' PF - Platform*, RS Container Group SIA, Riga, Lettland, URL <http://rsgu.eu/en/containers/special-containers/special-container-20PF/>.
- [Rösler et al., 2016] Rösler, J./ Harders, H./ Bäker, M., 2016: *Mechanisches Verhalten der Werkstoffe*, Deutschland, Wiesbaden: Springer Vieweg.
- [Rust, 2009] Rust, W., 2009: *Nichtlineare Finite-Elemente-Berechnungen - Kontakt, Geometrie, Material*, Deutschland, Wiesbaden: vieweg + Teubner; Springer.
- [Rust, 2016] Rust, Wilhelm, 2016: *Nichtlineare Finite-Elemente-Berechnungen: Kontakt, Kinematik, Material*, Wiesbaden: Springer Vieweg.

- [Schweizer, 2018] Schweizer, Anton, 2018: *Formelsammlung und Berechnungsprogramme: Anlagenbau - Reibwerte von verschiedenen Materialien*, Schweizer-fn, URL <https://www.schweizer-fn.de/stoff/reibwerte/reibwerte.php>.
- [SEC, 2011] SEC, 2011: *Catalogue - Products & Services*, Ship's Equipment Centre Bremen GmbH, Deutschland, Bremen.
- [Seiler, 2005] Seiler, L., 2005: *Was ist MPC und wie wird es verwendet?*, URL [www.cadfe.de/fileadmin/seminar/ch/04\\_News\\_TT\\_05\\_2012.pdf](http://www.cadfe.de/fileadmin/seminar/ch/04_News_TT_05_2012.pdf).
- [SMART Engineering GmbH, 2010] SMART Engineering GmbH, 2010: *Singularitäten in der FEM und deren Bewertung*, Buchholz, URL <http://www.smart-fem.de/media/smart/singularitaeten.pdf>.
- [Tagesschau, 2019] Tagesschau, 2019: *Frachter verliert Hunderte Container*, URL <https://www.tagesschau.de/ausland/container-schiff-sturm-101.html>.
- [Tirler, 2012] Tirler, Walter, 2012: *Japanische Stahlsorten: Vergleich japanischer Stahlsorten mit Stählen nach EN und DIN*, Deutschland, Berlin: Beuth Verlag GmbH: DIN Deutsches Institut für Normung e.V.
- [Tra Company Ltd, 2007] Tra Company Ltd, 2007: *Mechanical Properties of Alloy Steel*, URL [www.tra.co.jp/e/standard/table04.pdf](http://www.tra.co.jp/e/standard/table04.pdf).
- [Trauth, 2015] Trauth, Martin H., 2015: *Matlab: Recipes for Earth Sciences*, Potsdam, (DE): Springer.
- [Warnemünde, 2012] Warnemünde, Tim, 2012: *Konzept für Strukturberechnungen von LNG Offshore-Plattformen unter arktischen Umweltbedingungen*, Diplomarbeit, Rostock Universität, Deutschland, Rostock.
- [worldatlas, 2014] worldatlas, 2014: *Kara Sea*, URL <http://www.worldatlas.com/aatlas/infopage/karasea.htm>.
- [WSC, 2011] WSC, 2011: *Containers lost at sea*, World Shipping Council, USA, Washington, URL [http://www.worldshipping.org/industry-issues/safety/Containers\\_Overboard\\_Final.pdf](http://www.worldshipping.org/industry-issues/safety/Containers_Overboard_Final.pdf).
- [Zwick/Roell, 2018a] Zwick/Roell, 2018a: *Laser Speckle Extensometer*, Zwick/Roell, Deutschland, Ulm, URL <http://www.messphysik.com/index.php?id=16&L=1%20and%201%3D1-->.
- [Zwick/Roell, 2018b] Zwick/Roell, 2018b: *Materialprüfung: Produktinformation: DMS-Ansetzaufnehmer*, Zwick/Roell, Deutschland, Ulm, URL [https://www.zwick.de/-/media/files/sharepoint/vertriebsdoku\\_pi/08\\_221\\_tc-exacle1\\_dms\\_ansetzaufn\\_pi\\_d.pdf](https://www.zwick.de/-/media/files/sharepoint/vertriebsdoku_pi/08_221_tc-exacle1_dms_ansetzaufn_pi_d.pdf).