

Ein Beitrag zum Gleitverhalten und zur Sattelausbildung externer Spannglieder

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

DOKTOR-INGENIEURS

von der Fakultät für
Bauingenieur-, Geo- und Umweltwissenschaften
der Universität Fridericiana zu Karlsruhe (TH)
genehmigte

DISSERTATION

von
Dipl.-Ing. Niklas Puttendörfer
aus Göttingen

Tag der mündlichen Prüfung: 22.01.2008

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Lothar Stempniewski
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Josef Hegger

Karlsruhe 2008

Kurzfassung

Externe Spannglieder sind in Deutschland häufig durch eine Mehrschichtigkeit ihres Korrosionsschutzsystems, bestehend aus Kunststoffumhüllungen und einer Korrosionsschutzmasse, gekennzeichnet. Durch den fehlenden Verbund zum Bauwerk treten beim Spannvorgang an den Umlenkstellen Gleitungen zwischen diesen Schichten auf. In Verbindung mit dem Querdruck aus Spanngliedumlenkung wird der Korrosionsschutz dadurch erheblichen Beanspruchungen ausgesetzt. Aufgrund der Mehrschichtigkeit des Umhüllungssystems können während des Vorspannens Gleitungen in unterschiedlichen Ebenen auftreten. Bei einer so genannten „inneren Gleitung“ bewegt sich lediglich die Litze, wohingegen die Umhüllungen keine Dehnung erfahren und an Ort und Stelle verbleiben. Dagegen findet bei einer „äußeren Gleitung“ eine gemeinsame Bewegung der Litze mit den Umhüllungen statt. Die Beanspruchungen für die Kunststoffumhüllungen sind bei den genannten Gleitungen unterschiedlich. Bislang herrscht noch Unklarheit über die Parameter, die beim Vorspannprozess schließlich über eine bestimmte Gleitung entscheiden.

Mit einer entwickelten Versuchseinrichtung wurden unterschiedliche Einflussparameter für das Gleitverhalten eines externen Spannglieds in praktischen Versuchen untersucht. Unter anderem wurde bei den unterschiedlichen Gleitungsarten die Geschwindigkeit, die Größe der Querverpressung und die Umgebungstemperatur variiert. Aus den Versuchsergebnissen wurden Vorhersagemodelle für die Reibungsverluste in Abhängigkeit von den Eingangsparametern beim Vorspannen entwickelt. Anhand von Anwendungsbeispielen wird der Umgang mit diesen Vorhersagemodellen anschaulich dargelegt.

Durch Kriechversuche mit quer gedrückten Monolitzen wurde das Verformungsverhalten des Kunststoffes detailliert untersucht, wobei neben dem Querdruck auch die Umgebungstemperatur variiert wurde.

Neben praktischen Versuchen wurde das Verhalten einer 7-drähtigen Spannstahllitze mit mehreren Kunststoffumhüllungen bei einer Gleitbeanspruchung unter Querdruck numerisch untersucht. Zur Kalibrierung eines Materialgesetzes für den Kunststoff der Spanngliedumhüllungen diente die numerische Simulation der Kriechversuche. Bei den sich anschließenden Gleitsimulationen wurden neben den Parametern der praktischen Versuche weitere Einflussgrößen verändert. Unter anderem wurde die Geometrie der Litze, der Umhüllungen und der Platte des Umlenk-

sattels variiert. Die Prozesse innerhalb der Umhüllungen infolge Querdruk und Gleitung konnten auf diese Weise detailliert abgebildet und das Verhalten eines externen Spannglieds beim Spannvorgang an einer Umlenkstelle besser verstanden und nachvollzogen werden. Die infolge der Gleitung erzeugten Reibwiderstände sind damit erklärbar.

Da die Umlenkstellen neben den Verankerungen die einzigen Bereiche darstellen, in denen ein direkter Kontakt zwischen Spannglied und Bauwerk besteht, muss das Einmessen und der Einbau dieser Umlenkstrukturen sehr sorgfältig und möglichst genau durchgeführt werden. Trotz der Vorhaltung eines Reserveumlenkwinkels wird in der Praxis häufig ein Knick am Sattelrand beobachtet, der zu Schäden am externen Spannglied und unter Umständen auch am Bauwerk führen kann. Ein denkbarer und möglicher Austausch des Spannglieds würde zwar das schadhafte Spannglied entfernen, ein neues Spannglied würde aber nach kurzer Zeit wiederum infolge des nicht zu beseitigenden Knickes Schäden aufweisen. Diese Arbeit stellt Prototypen fehlertoleranter Sattelkonstruktionen vor, mit denen bestimmte Einbaufehler ausgeglichen werden können. Eine der Konstruktionen setzt ein großes bewehrtes Elastomerlager als Sattel ein, das sich durch Steifigkeitsunterschiede zwischen dem weicheren Sattelrand und der härter ausgebildeten Sattelmitte auszeichnet. Die zweite Variante lenkt das Spannglied durch einen segmentweise aufgebauten Sattel um, wobei jedes Segment eine Nachgiebigkeit und zusätzlich eine Beweglichkeit aufweist. Mit Hilfe dieser Konstruktionen können von der Planung abweichende Spanngliedverläufe kompensiert werden. Beide Konstruktionen wurden in praktischen Umlenkversuchen getestet und ihre Funktionsfähigkeit nachgewiesen.

Abstract

In Germany external tendons are often characterised by a system of corrosion protection consisting of different sheathings made of synthetic material and by means of corrosion protection. Because of the absence of bond to the structure at the deviation points different slidings between these sheathings can occur when the tendon is stressed. In combination with the pressure deriving from the deviation of the tendon the system of corrosion protection is getting very high stresses. Because of the multilayer-sheathing the sliding can take place in different layers. In a so called “internal sliding” only the strand is moving while the sheathings are not elongated and keep their original position. In contrast during an “external sliding” a conjoint motion of the strand and its sheathings occurs. The stresses for the sheathings made of synthetic material differ in the mentioned slidings. So far there is a lack of information which parameters are determining which sliding takes place when stressing the tendon.

Employing a new test facility different parameters for the sliding of an external tendon were examined in practical tests. Among others the velocity, the magnitude of the pressure and the ambient temperature were varied when realising different slidings. From these test results models forecasting the friction losses were developed depending on the input parameters. The use of these forecasting models is demonstrated descriptively by examples.

By creep tests with cross compressed monostrands the deformation behaviour of such a monostrand was examined in detail while varying the pressure as well as the ambient temperature.

In addition to practical tests the attitude of a seven-wire strand with multiple sheathings of synthetic material and wear resulting from sliding and pressure was examined numerically. To calibrate a material law for the synthetic material used for the sheathings a numerical simulation of the creep tests was accomplished. In the following numerical simulations of the slidings in addition to the parameters of the tests other determining factors were investigated. Among others the geometry of the strand, of the sheathings and of the plate of the deviation saddle were varied. Thus the processes in the sheathings caused by the pressure and the sliding could be reproduced in detail and the attitude of an external tendon at a deviation point during the stressing of the tendon could be understood

and reproduced. Now, the friction losses deriving from the sliding are explainable.

Since except of the anchorages the deviation points are the solely points where there exists a direct contact between the tendon and the structure the calibrating and the assembly of these deviations has to be done very carefully and exactly. Despite of keeping a deviation angle in reserve in practice there is often occurring a kinking at the edges of the deviation saddles which can cause damages of the external tendon or possibly of the structure. A possible and potential exchange of the tendon might delete the damaged tendon, but a new tendon would also reveal after a short time damages because the kinking could not be deleted. This paper presents prototypes of fault-tolerant saddle constructions which can compensate certain installation errors. One of these constructions uses a big reinforced elastomer bearing for the saddle featuring differences of stiffness between smooth edges and a harder centre of the saddle. The second alternative deviates the tendon by a segmentally built-on saddle construction while each segment is featuring a flexibility and also a movability. By means of these constructions runs of the tendon differing from the design can be compensated. Both constructions were under examination in practical deviation tests which proved their functional capability.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Massivbau und Baustofftechnologie, Abteilung Massivbau, der Universität Karlsruhe (TH) und wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Verkehr, Bau- und Wohnungswesen finanziell unterstützt.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Professor Stempniewski für die Anregung zu dieser Arbeit, sein in mich gesetztes Vertrauen und die Übernahme des Hauptreferates.

Für die Übernahme des Korreferates möchte ich mich bei Herrn Professor Hegger bedanken.

Allen Kolleginnen und Kollegen des Instituts sei für die gute Zusammenarbeit und freundschaftliche Arbeitsatmosphäre gedankt. Besonders hervorheben möchte ich an dieser Stelle Herrn Weidlich; seine Hinweise und Ratschläge waren sehr wertvoll und für die Fertigstellung dieser Arbeit äußerst hilfreich. Ebenso möchte ich meinem langjährigen Zimmerkollegen Stephan Steiner danken; die vielen Diskussionen zwischen uns führten häufig zu einer anderen Betrachtungsweise verschiedener Fragestellungen und lösten das eine oder andere Problem. Herrn Gerlach danke ich für die vielen Ratschläge hinsichtlich des Versuchsaufbaus.

Dem Zeichenbüro mit Frau Eggmann, Frau Kern und Frau Zanin-Herth sei für die Unterstützung und Geduld bei der Anfertigung vieler Zeichnungen in dieser Arbeit gedankt.

Ebenso möchte ich allen Mitarbeitern in der Versuchshalle des Instituts und der Abteilung Messtechnik danken, die mich stets zuverlässig und tatkräftig bei den zahlreichen Versuchen unterstützt haben.

Den Herren Thal, Findenig und Antonijevic danke ich für die Bereitstellung von Materialien bzw. die Anfertigung von Bauteilen für die Versuche.

Meiner Frau Zehra gilt mein tiefster Dank für ihre unendliche Geduld, ihre Unterstützung, Nachsicht und immer wiederkehrende Motivation.

Karlsruhe, im März 2008

Niklas Puttendörfer

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Problemstellung und Zielsetzung	1
1.2	Inhalt und Gliederung der Arbeit	3
2	Externe Vorspannung - Stand der Technik	5
2.1	Externe Vorspannung in Deutschland	5
2.1.1	Entwicklung	5
2.1.2	Externe Spannverfahren	7
2.1.2.1	Denkbare Differenzierung der verschiedenen Spannverfahren	7
2.1.2.2	Vorstellung der einzelnen Spannverfahren	8
2.1.3	Gleitvorgänge	12
2.1.4	Anforderungen	15
2.1.5	Aktuelle Entwicklungen	17
2.1.6	Zulassungsversuche für externe Spannglieder	17
2.1.6.1	Bisheriges Vorgehen nach Regelungen gemäß Deutschem Institut für Bautechnik (DIBt) ([18], [52])	17
2.1.6.2	Aktuelles Versuchsprogramm gemäß European Organisation of Technical Approvals (EOTA) [42]	21
2.1.7	Untersuchungen anderer Universitäten	26
2.1.7.1	RWTH Aachen	26
2.1.7.2	TU München	31
2.2	Externe Vorspannung in den USA	34
2.3	Externe Vorspannung in Frankreich	39
2.4	Externe Vorspannung im übrigen Ausland	44
3	Polyethylen und seine Eigenschaften	45
3.1	Struktur und Eigenschaften von Polyethylen	45
3.2	Extrusion	51
3.3	Dauerhaftigkeit	53
3.4	Reibung und Verschleiß	56
3.4.1	Tribologie und Reibung allgemein	56
3.4.2	Tribologie von Polymeren	64

4	Kriechversuche	71
4.1	Motivation	71
4.2	Versuchsaufbau und Messungen	72
4.3	Parameterwahl	77
4.4	Versuchsergebnisse	78
4.4.1	Ausgangswandstärken der Monohüllen	78
4.4.2	Umgebungstemperaturen	79
4.4.3	Betrachtung der Gesamtstauchungen	80
4.4.3.1	Vergleich der Gesamtstauchungen bei jeweils konstanter Umgebungstemperatur	80
4.4.3.2	Vergleich der Gesamtstauchungen bei jeweils konstanter Querpressung	82
4.4.4	Betrachtung der Stauchungszunahmen	84
4.4.4.1	Vergleich der Stauchungszunahmen bei jeweils konstanter Umgebungstemperatur	84
4.4.4.2	Vergleich der Stauchungszunahmen bei jeweils konstanter Querpressung	86
4.4.5	Betrachtung der Stauchungsraten	88
4.4.5.1	Generelles Vorgehen	88
4.4.5.2	Vergleich der Stauchungsraten bei jeweils konstanter Umgebungstemperatur	90
4.4.5.3	Vergleich der Stauchungsraten bei jeweils konstanter Querpressung	92
4.4.6	Schlussfolgerungen aus den Ergebnissen der Kriechversuche	94
5	Gleitungsversuche	97
5.1	Vorbemerkung und Motivation	97
5.2	Einflussparameter für die Gleitung	98
5.2.1	Sattelmateriale und Sattelausbildung	98
5.2.2	Querdruck	98
5.2.3	Sattellänge	98
5.2.4	Umgebungstemperatur	99
5.2.5	Vorspanngeschwindigkeit	99
5.2.6	Spannweg	99
5.2.7	Litzengeometrie	100
5.3	Vorstellung der Versuche	101
5.3.1	Versuchskonzept	101
5.3.1.1	Wahl der Spannglieder	101
5.3.1.2	Ort für die Versuche, Versuchsaufbau	101
5.3.2	Globaler Versuchsablauf	106
5.4	Versuche mit innerer Gleitung	107
5.5	Versuche mit äußerer Gleitung	109

5.6	Versuchsprogramm	111
5.6.1	Vorbemerkung	111
5.6.2	Übersicht über das gewählte Versuchsprogramm	112
5.7	Messungen während der Versuche	114
5.8	Versuchsergebnisse	115
5.8.1	Kraft-Gleitweg-Beziehungen	115
5.8.2	Temperaturen in den Versuchen	118
5.9	Vorbemerkungen zur Versuchsauswertung	119
5.10	Auswertung der Versuche mit innerer Gleitung	121
5.10.1	Betrachtung der Haftreibung	121
5.10.1.1	Einfluss der Umgebungstemperatur	121
5.10.1.2	Einfluss der Lasteintragungsart	121
5.10.1.3	Einfluss der Ziehgeschwindigkeit	123
5.10.2	Betrachtung der Gleitreibung	124
5.10.2.1	Einfluss der Umgebungstemperatur	124
5.10.2.2	Einfluss der Lasteintragungsart	125
5.10.2.3	Einfluss der Ziehgeschwindigkeit	126
5.10.3	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen	127
5.11	Auswertung der Versuche mit äußerer Gleitung	131
5.11.1	Betrachtung der Haftreibung	131
5.11.1.1	Einfluss der Umgebungstemperatur	131
5.11.1.2	Einfluss der Lasteintragungsart	132
5.11.1.3	Einfluss der Ziehgeschwindigkeit	134
5.11.1.4	Einfluss der Sattelausbildung	137
5.11.2	Betrachtung der Gleitreibung	138
5.11.2.1	Einfluss der Umgebungstemperatur	138
5.11.2.2	Einfluss der Lasteintragungsart	139
5.11.2.3	Einfluss der Ziehgeschwindigkeit	141
5.11.2.4	Einfluss der Sattelausbildung	143
5.11.3	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen	144
5.12	Vorhersagemodelle	147
5.12.1	Vorbemerkung	147
5.12.2	Darstellung der Vorhersagemodelle	147
5.12.3	Verwendung der Vorhersagemodelle	150
5.12.4	Anwendungsbeispiel	152
5.12.4.1	Das komplette Spannglied wird gleichzeitig vorgespannt	153
5.12.4.2	Mit der Spannpressen werden jeweils nur zwei Bänder gleichzeitig vorgespannt	155
6	Numerische Untersuchungen	161
6.1	Numerische Simulation von Kriechversuchen	161
6.1.1	Motivation	161

6.1.2	Vorstellung des verwendeten Prä- und Postprozessors ABAQUS/CAE	161
6.1.3	Vorstellung des verwendeten Materialgesetzes für PE-HD	163
6.1.4	Vorstellung des FE-Modells	168
6.1.5	Belastungen und Randbedingungen	173
6.1.6	Kontaktdefinition und -algorithmus in ABAQUS [1]	175
6.1.7	Einfluss der Elementwahl und der FE-Netzdichte - Konvergenzstudie ([1], [3])	177
6.1.8	Vergleich zwischen experimentellen und numerischen Ergebnissen	180
6.2	Numerische Simulation unterschiedlicher Gleitungen	187
6.2.1	Vorbemerkung	187
6.2.2	Vorstellung der verwendeten FE-Modelle	187
6.2.3	Parameterwahl für die Gleitsimulationen	195
6.2.3.1	Innere Gleitung	195
6.2.3.2	Äußere Gleitung	197
6.2.4	Ergebnisse der Simulationen mit innerer Gleitung	199
6.2.4.1	Einfluss der Geschwindigkeit und der Art der Litzenbewegung	199
6.2.4.2	Einfluss der Umgebungstemperatur	204
6.2.4.3	Einfluss des Reibungsbeiwertes, Deformationsanteil der Reibungskraft	208
6.2.4.4	Variation der Litzengeometrie	210
6.2.4.5	Variation der Monohüllenwandstärke	212
6.2.4.6	Variation der Wartezeit bis zum Beginn der Gleitung	213
6.2.4.7	Zusammenfassung der Ergebnisse für die Simulationen mit innerer Gleitung	214
6.2.5	Ergebnisse der Simulationen mit äußerer Gleitung	219
6.2.5.1	Einfluss der Sattelausbildung	219
6.2.5.2	Einfluss der Umgebungstemperatur	220
6.2.5.3	Einfluss der Geschwindigkeit	224
6.2.5.4	Variation der Bandhüllenwandstärke	225
6.2.5.5	Variation der Satteldicke	227
6.2.5.6	Weitere Variation der Umgebungstemperatur	227
6.2.5.7	Zusammenfassung der Ergebnisse für die Simulationen mit äußerer Gleitung	228
6.3	Vergleich Versuch - Simulation	231
6.3.1	Betrachtung der inneren Gleitung	231
6.3.2	Betrachtung der äußeren Gleitung	233

7	Hilfsmittel und Empfehlungen für die Praxis	235
7.1	Vorhersagemodelle	235
7.1.1	Vorbemerkung	235
7.1.2	Diagramme für Haftreibung	238
7.1.3	Diagramme für Gleitreibung	246
7.1.4	Genauere Betrachtung für den Fall $n = 4$ Bänder	254
7.2	Empfehlungen hinsichtlich der Gleitung	256
7.3	Anforderungen an Umlenksättel - Einbaugenauigkeit	258
7.4	Prototypen fehlertoleranter Umlenksättel	260
7.4.1	Vorbemerkung	260
7.4.2	Stabilität einer Gleichgewichtslage	262
7.4.3	Vorstellung der entwickelten Sattelkonstruktionen	264
7.4.3.1	Variante 1 - „Elastomerlager“	264
7.4.3.2	Variante 2 - „Stahlwalzen“	268
7.4.4	Versuche zur Überprüfung des Gleitverhaltens und der Fehlertoleranz der entwickelten Sattelkonstruktionen	271
7.4.5	Versuchsergebnisse	275
7.4.5.1	Versuche mit unverdreht montierten Verankerungen	275
7.4.5.2	Versuche mit einer verdreht montierten Verankerung	276
7.5	Optimierungen und weitere Vorschläge	279
8	Zusammenfassung und Ausblick	283
	Literaturverzeichnis	287

Abbildungsverzeichnis

2.1	Blick ins Innere von Brückenhohlkästen mit umgelenkt geführten externen Spanngliedern (Quelle: Fotoarchiv des Instituts für Massivbau und Baustofftechnologie)	7
2.2	Spannglieder der in Deutschland bauaufsichtlich zugelassenen externen Spannverfahren, im Querschnitt dargestellt ([22], [27], [28], [21] ,[25])	8
2.3	Mögliche Verschiebungen beim Vorspannen eines externen Spannglieds	13
2.4	Qualitativer Zusammenhang zwischen Querpressung und zu erwartender Stauchung der Monohüllen bei innerer und äußerer Gleitung	14
2.5	Versuchsaufbau für die Prüfung mit großer Umlenkung [18]	19
2.6	Versuchsaufbau für die Prüfung mit kleiner Umlenkung [18]	20
2.7	Versuchsaufbau für einen statischen Umlenkversuch nach ETAG 013 [42]	22
2.8	Versuchskörper für einen Einbauversuch gemäß ETAG 013 [42]	24
2.9	Versuchskörper für einen Spanngliedaustauschversuch gemäß ETAG 013 [42]	25
3.1	Darstellung unterschiedlicher Verformungsanteile bei Be- und Entlastung eines Polymer-Werkstoffs	50
3.2	Vereinfachtes Modell für die Beschreibung des Verformungsverhaltens von Polyethylen	51
3.3	Ermittelte Ausgangswandstärken bei zwei unterschiedlichen Monohüllenproben	52
3.4	Reibungsarten in Abhängigkeit von der Schmierfilmdicke zwischen zwei Körpern [17]	59
3.5	Verschleißmechanismen [17]	61
3.6	Materialabtrennprozesse für abrasiven Verschleiß [17]	63
3.7	Verschleißarten und wirkende Mechanismen [119]	66
3.8	Physikalische Interpretation der Deformationskomponente [119]	68
3.9	Durch Beeinflussung der Deformation hervorgerufene Geschwindigkeitsabhängigkeit der Reibungskraft [119]	68

4.1	Lastplatten mit kreisbogenförmigen Aussparungen zur Aufnahme von Monolitzen	72
4.2	Versuchsstand für Kriechversuche mit quer gedrückten Monolitzen	73
4.3	Halbierte Monohülle vor einem Kriechversuch	74
4.4	Induktive Wegaufnehmer zur Verformungsmessung der Monohüllen	74
4.5	Monolitzen im Kriechversuchsstand vor (links) und nach (rechts) Anfahren des Hydraulikzylinders	75
4.6	Thermoelemente in der oberen Lastplatte zur Temperaturmessung	75
4.7	Klimaschrank mit darin befindlichem Kriechstand im geöffneten (links) und geschlossenen (rechts) Zustand zur Realisierung von Versuchen bei erhöhter Umgebungstemperatur	76
4.8	Häufigkeitsverteilung der Monohüllenwandstärken	78
4.9	Mittlere Gesamtstauchung der Monohüllen, $T = RT$	81
4.10	Mittlere Gesamtstauchung der Monohüllen, $T = 35\text{ °C}$	81
4.11	Mittlere Gesamtstauchung der Monohüllen, $T = 45\text{ °C}$	82
4.12	Mittlere Gesamtstauchung der Monohüllen, $Q = 25\%$	83
4.13	Mittlere Gesamtstauchung der Monohüllen, $Q = 50\%$	83
4.14	Mittlere Gesamtstauchung der Monohüllen, $Q = 100\%$	84
4.15	Mittlere Stauchungszunahme während der Standzeit, $T = RT$	85
4.16	Mittlere Stauchungszunahme während der Standzeit, $T = 35\text{ °C}$	85
4.17	Mittlere Stauchungszunahme während der Standzeit, $T = 45\text{ °C}$	86
4.18	Mittlere Stauchungszunahme während der Standzeit, $Q = 25\%$	87
4.19	Mittlere Stauchungszunahme während der Standzeit, $Q = 50\%$	87
4.20	Mittlere Stauchungszunahme während der Standzeit, $Q = 100\%$	88
4.21	Vergleich der Stauchungsraten aus den Versuchswerten mit geglätteten Werten am Beispiel des Kriechversuchs für $Q = 50\%$ und $T = RT$	89
4.22	Mittlere Stauchungsrate zu Beginn der Standzeit, $T = RT$	91
4.23	Mittlere Stauchungsrate zu Beginn der Standzeit, $T = 35\text{ °C}$	91
4.24	Mittlere Stauchungsrate zu Beginn der Standzeit, $T = 45\text{ °C}$	92
4.25	Mittlere Stauchungsrate zu Beginn der Standzeit, $Q = 25\%$	93
4.26	Mittlere Stauchungsrate zu Beginn der Standzeit, $Q = 50\%$	93
4.27	Mittlere Stauchungsrate zu Beginn der Standzeit, $Q = 100\%$	94

5.1	Normallitze (links) und Kompaktlitze (rechts) im Querschnitt	100
5.2	Externes Spannglied vom Typ VBT-BE 4x4-150 [28]	101
5.3	Schubversuchsstand mit schematischer Darstellung des Versuchsaufbaus	102
5.4	Querbelastung an einem Umlenksattel und Situation in den Versuchen	103
5.5	In Stahlrahmen gestrafftes Spannglied (links) sowie Detail eines auf den Rahmen applizierten Dehnungsmessstreifens zur Kontrolle der Spanngliedkraft (rechts)	103
5.6	Umlenkriegel zur Bündelung der Spannbänder nach dem Austritt aus den Verankerungen, Detail links (siehe Pfeile), Übersicht rechts	104
5.7	Eingebauter Stahlrahmen (links), über Gewindestangen mit einem Hydraulikzylinder verbunden (rechts)	105
5.8	Stahlrahmen auf Gleitbahn gelagert (links, siehe Kreis), Blick von oben auf Gleitbahn mit gefetteter PTFE-Schicht (rechts)	105
5.9	Funktionsprinzip des Rechens (links), eingebauter Rechen (rechts)	108
5.10	Lasteinleitungsband im Detail (links) und im eingebauten Zustand (rechts)	108
5.11	PE-HD- und Edelstahlplatten als Sattel (oben links), Kammerung zur Aufnahme dieser Sattelplatten (oben rechts), eingelegte Sattelplatten in Kammerung (unten links und rechts)	110
5.12	Klemme am Stahlrahmen (siehe Pfeil) zur Erzielung einer äußeren Gleitung	111
5.13	Heizstrahler zu beiden Seiten des Prüfraums für die Versuche bei erhöhter Umgebungstemperatur	112
5.14	Auf der Innenseite eines äußeren Bandhüllenabschnitts befestigtes Thermoelement im eingebauten Zustand	112
5.15	Kraft-Weg-Beziehung für den Fall der inneren Gleitung am Beispiel des Versuchs IG1RT30_1	115
5.16	Kraft-Weg-Beziehung für den Fall der äußeren Gleitung am Beispiel des Versuchs AG1RT10	117
5.17	Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, innere Gleitung, Einfluss der Umgebungstemperatur	121
5.18	Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, innere Gleitung, Raumtemperatur, Einfluss der Lasteintragsart	122
5.19	Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, innere Gleitung, $T = 35^{\circ}\text{C}$, Einfluss der Lasteintragsart	122

5.20	Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, innere Gleitung, Raumtemperatur, Einfluss der Geschwindigkeit	123
5.21	Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, innere Gleitung, $T = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, Einfluss der Geschwindigkeit .	123
5.22	Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, innere Gleitung, Einfluss der Umgebungstemperatur . . .	124
5.23	Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, innere Gleitung, Raumtemperatur, Einfluss der Lasteintragungsart	125
5.24	Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, innere Gleitung, $T = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, Einfluss der Lasteintragungsart	125
5.25	Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, innere Gleitung, Raumtemperatur, Einfluss der Geschwindigkeit	126
5.26	Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, innere Gleitung, $T = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, Einfluss der Geschwindigkeit .	127
5.27	Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Situation Band-Sattel, Einfluss der Umgebungstemperatur	131
5.28	Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Situation Band-Band, Einfluss der Umgebungstemperatur	132
5.29	Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Raumtemperatur, Einfluss der Lasteintragungsart	133
5.30	Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, äußere Gleitung, $T = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, Einfluss der Lasteintragungsart	133
5.31	Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Raumtemperatur, Situation Band-Sattel, Einfluss der Geschwindigkeit	135
5.32	Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Raumtemperatur, Situation Band-Band, Einfluss der Geschwindigkeit	135
5.33	Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, äußere Gleitung, $T = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, Situation Band-Sattel, Einfluss der Geschwindigkeit	136
5.34	Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, äußere Gleitung, $T = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, Situation Band-Band, Einfluss der Geschwindigkeit	136

5.35	Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Raumtemperatur, Einfluss der Sattelausbildung	137
5.36	Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Situation Band-Sattel, Einfluss der Umgebungstemperatur	138
5.37	Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Situation Band-Band, Einfluss der Umgebungstemperatur	139
5.38	Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Raumtemperatur, Einfluss der Lasteintragungsart	140
5.39	Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, äußere Gleitung, $T = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, Einfluss der Lasteintragungsart	140
5.40	Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Raumtemperatur, Situation Band-Sattel, Einfluss der Geschwindigkeit	141
5.41	Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Raumtemperatur, Situation Band-Band, Einfluss der Geschwindigkeit	141
5.42	Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, äußere Gleitung, $T = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, Situation Band-Sattel, Einfluss der Geschwindigkeit	142
5.43	Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, äußere Gleitung, $T = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, Situation Band-Band, Einfluss der Geschwindigkeit	142
5.44	Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Raumtemperatur, Einfluss der Sattelausbildung	143
5.45	Ausgleichskurven für die Versuche IG1HT30 und IG2HT30, jeweils Darstellung der maximalen Gleitreibung	148
5.46	Ausgleichskurven für die Versuche AG1HT30 und AG3HT30, jeweils Darstellung der mittleren Gleitreibung	148
6.1	Gewähltes elastisch-plastisches Materialgesetz für PE-HD	164
6.2	Faktor A des verwendeten Kriechmodells für PE-HD (Dimension von A variabel)	167
6.3	Exponent m des verwendeten Kriechmodells für PE-HD .	167
6.4	Querschnitt einer Lastplatte für die Kriechsimulationen . .	168
6.5	Querschnitt der Litze (nur Außendrähte dargestellt) mit Darstellung des Übergangs zu einer Einhüllenden	170
6.6	Querschnitt der Monohüllenhälfte für die Kriechsimulationen	170

6.7	3D-Modell des Widerlagers für die Kriechsimulationen . . .	171
6.8	3D-Modell der Litze für die Kriechsimulationen	171
6.9	3D-Modell der Monohüllenhälfte für die Kriechsimulationen	172
6.10	3D-Modell zur FE-Simulation der Kriechversuche	173
6.11	Vernetzung des FE-Modells zur Simulation der Kriechversuche	180
6.12	Vergleich der ermittelten Stauchungen der Monohüllen aus den Kriechversuchen (schwarz) und den FE-Simulationen (grau), $T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$	181
6.13	Vergleich der ermittelten Stauchungen der Monohüllen aus den Kriechversuchen (schwarz) und den FE-Simulationen (grau), $T = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$	182
6.14	Vergleich der ermittelten Stauchungen der Monohüllen aus den Kriechversuchen (schwarz) und den FE-Simulationen (grau), $T = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$	182
6.15	Relativer Vergleich der ermittelten Stauchungen aus den Kriechversuchen und den FE-Simulationen, Werte unmittelbar nach Laststeigerung	184
6.16	Relativer Vergleich der ermittelten Stauchungen aus den Kriechversuchen und den FE-Simulationen, Werte nach einer Standzeit von 600 Sekunden	185
6.17	Vertikale Eindrückungen in die Monohüllen in [mm] aus den FE-Kriechsimulationen unmittelbar nach Laststeigerung bei $T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, von links nach rechts: $Q = 25\%$, $Q = 50\%$ und $Q = 100\%$	186
6.18	Vertikale Eindrückungen in die Monohüllen in [mm] aus den FE-Kriechsimulationen nach einer Standzeit von 600 Sekunden bei $T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, von links nach rechts: $Q = 25\%$, $Q = 50\%$ und $Q = 100\%$, sowie Foto einer Monohüllenhälfte nach einem Kriechversuch mit $Q = 100\%$ bei $T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$	186
6.19	Gewählte Vernetzung für das FE-Modell zur Simulation einer inneren Gleitung	190
6.20	Gewählte Vernetzung für das FE-Modell zur Simulation einer äußeren Gleitung	191
6.21	Lagerung des FE-Modells für die Simulation einer inneren Gleitung	193
6.22	Lagerung des FE-Modells für die Simulation einer äußeren Gleitung	193
6.23	Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $T = \text{RT}$, Einfluss unterschiedlicher Geschwindigkeiten und Bewegungsarten	201

6.24 Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,010$, $T = RT$, Einfluss unterschiedlicher Geschwindigkeiten und Bewegungsarten	201
6.25 Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $T = 35\text{ }^\circ\text{C}$, Einfluss unterschiedlicher Geschwindigkeiten und Bewegungsarten	202
6.26 Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,010$, $T = 35\text{ }^\circ\text{C}$, Einfluss unterschiedlicher Geschwindigkeiten und Bewegungsarten	202
6.27 Vertikale Verformungen der unteren Monohüllenhälfte in [mm] bei $\mu = 0,005$, $Q = 50\%$, $T = RT$, von links nach rechts: Situation nach der Querlastaufbringung, Situation nach einer inneren Gleitung mit $v = 30\text{ mm/min}$ und freier Litzenverdrehbarkeit, Situation nach einer inneren Gleitung mit $v = 30\text{ mm/min}$ ohne Verdrehbarkeit der Litze . . .	203
6.28 Vergleich der vertikalen Verschiebung eines Knotens auf der Innenfläche der Monohülle für verschiedene Litzenbewegungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $Q = 50\%$, $v = 30\text{ mm/min}$, $T = RT$	203
6.29 Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $v = 10\text{ mm/min}$, Einfluss der Umgebungstemperatur	204
6.30 Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $v = 30\text{ mm/min}$, Einfluss der Umgebungstemperatur	205
6.31 Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $v = 50\text{ mm/min}$, Einfluss der Umgebungstemperatur	205
6.32 Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $v = 30\text{ mm/min}$ (frei), Einfluss der Umgebungstemperatur	206
6.33 Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,010$, $v = 10\text{ mm/min}$, Einfluss der Umgebungstemperatur	206
6.34 Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,010$, $v = 30\text{ mm/min}$, Einfluss der Umgebungstemperatur	207
6.35 Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,010$, $v = 50\text{ mm/min}$, Einfluss der Umgebungstemperatur	207
6.36 Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,010$, $v = 30\text{ mm/min}$ (frei), Einfluss der Umgebungstemperatur	208

6.37	Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $T = RT$, $v = 30$ mm/min, Deformationsanteil der Reibungskraft	209
6.38	Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $T = 35$ °C, $v = 30$ mm/min, Deformationsanteil der Reibungskraft	210
6.39	Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $v = 30$ mm/min, $T = RT$, $Q = 50$ %, Einfluss der Litzengeometrie	211
6.40	Vertikale Verformungen der unteren Monohüllenhälfte in [mm] in Abhängigkeit von der Schlaglänge s der Litze nach einer inneren Gleitung mit $v = 30$ mm/min bei $\mu = 0,005$, $Q = 50$ %, $T = RT$, von links nach rechts: $s = 12$ d, $s = 15$ d und $s = 18$ d	212
6.41	Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $v = 30$ mm/min, $T = RT$, $Q = 50$ %, Einfluss der Monohüllenwandstärke	212
6.42	Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $v = 30$ mm/min, $T = RT$, $Q = 50$ %, Einfluss der Wartezeit	214
6.43	Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,03$, $T = RT$, Einfluss der Sattelausbildung	219
6.44	Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,09$, $T = RT$, Einfluss der Sattelausbildung	219
6.45	Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,03$, PE-HD-Sattel, $v = 10$ mm/min, Einfluss der Umgebungstemperatur	221
6.46	Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,03$, PE-HD-Sattel, $v = 50$ mm/min, Einfluss der Umgebungstemperatur	221
6.47	Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,09$, PE-HD-Sattel, $v = 10$ mm/min, Einfluss der Umgebungstemperatur	222
6.48	Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,09$, PE-HD-Sattel, $v = 50$ mm/min, Einfluss der Umgebungstemperatur	222
6.49	Spannungsverteilung in vertikaler Richtung unterhalb der Bandhülle in [N/mm ²] unmittelbar vor einer äußeren Gleitung bei $\mu = 0,03$, einem Sattel aus PE-HD und $Q = 100$ %, links für $T = RT$, rechts für $T = 35$ °C	223
6.50	Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,03$, PE-HD-Sattel, $T = 35$ °C, Einfluss der Geschwindigkeit	224

6.51	Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,09$, PE-HD-Sattel, $T = 35\text{ °C}$, Einfluss der Geschwindigkeit	224
6.52	Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,03$, PE-HD-Sattel, $T = \text{RT}$, $Q = 75\%$, Einfluss der Bandhüllenwandstärke	226
6.53	Spannungsverteilung in vertikaler Richtung unterhalb der Bandhülle in $[\text{N}/\text{mm}^2]$ unmittelbar vor einer äußeren Gleitung für $\mu = 0,03$, Sattel aus PE-HD, $T = \text{RT}$, $Q = 75\%$, von links nach rechts für Bandhüllendicken von 2 mm, 3 mm und 4 mm	226
6.54	Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,03$, PE-HD-Sattel, $T = \text{RT}$, $Q = 75\%$, Einfluss der Satteldicke	227
6.55	Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,03$, PE-HD-Sattel, $v = 10\text{ mm}/\text{min}$, $Q = 75\%$, Einfluss der Umgebungstemperatur	228
6.56	Relativer Vergleich der maximalen Gleitreibungskräfte aus den praktischen Versuchen und den FE-Simulationen . .	232
6.57	Relativer Vergleich der mittleren Gleitreibungskräfte aus den praktischen Versuchen und den FE-Simulationen . .	232
7.1	Zusammenhang zwischen Querpressung und Haftreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = \text{RT}$, $v = 10\text{ mm}/\text{min}$	238
7.2	Zusammenhang zwischen Querpressung und Haftreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = \text{RT}$, $v = 30\text{ mm}/\text{min}$	239
7.3	Zusammenhang zwischen Querpressung und Haftreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, gefettet, $T = \text{RT}$, $v = 30\text{ mm}/\text{min}$	240
7.4	Zusammenhang zwischen Querpressung und Haftreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus Edelstahl, gefettet, $T = \text{RT}$, $v = 30\text{ mm}/\text{min}$	241
7.5	Zusammenhang zwischen Querpressung und Haftreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = \text{RT}$, $v = 50\text{ mm}/\text{min}$	242
7.6	Zusammenhang zwischen Querpressung und Haftreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = 35\text{ °C}$, $v = 10\text{ mm}/\text{min}$	243
7.7	Zusammenhang zwischen Querpressung und Haftreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = 35\text{ °C}$, $v = 30\text{ mm}/\text{min}$	244

7.8	Zusammenhang zwischen Querpressung und Haftreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = 35\text{ °C}$, $v = 50\text{ mm/min}$	245
7.9	Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = \text{RT}$, $v = 10\text{ mm/min}$	246
7.10	Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = \text{RT}$, $v = 30\text{ mm/min}$	247
7.11	Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, gefettet, $T = \text{RT}$, $v = 30\text{ mm/min}$	248
7.12	Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus Edelstahl, gefettet, $T = \text{RT}$, $v = 30\text{ mm/min}$	249
7.13	Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = \text{RT}$, $v = 50\text{ mm/min}$	250
7.14	Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = 35\text{ °C}$, $v = 10\text{ mm/min}$	251
7.15	Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = 35\text{ °C}$, $v = 30\text{ mm/min}$	252
7.16	Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = 35\text{ °C}$, $v = 50\text{ mm/min}$	253
7.17	Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung für den Fall $n = 4$ Bänder und innere Gleitung	254
7.18	Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung für den Fall $n = 4$ Bänder und äußere Gleitung	255
7.19	„Idealzustand“ eines Sattels mit einem eingelegten externen Spannglied	259
7.20	Häufig beobachteter „Ist-Zustand“ eines Sattels mit einem eingelegten externen Spannglied	259
7.21	Mögliche Einbaufehler von Umlenksätteln bei unterschiedlichen Typen externer Spannglieder	261
7.22	Funktionsprinzip der durchgängigen Nachgiebigkeit einer Sattelkonstruktion	262
7.23	Definition einer Gleichgewichtslage [50]	263
7.24	Variante 1 eines fehlertoleranten Umlenksattels	266

7.25	Verformungsanteile bei zentrischer Belastung (Mitte) und exzentrischer Belastung (rechts) eines bewehrten Elastomerlagers durch ein Spannglied	267
7.26	Variante 2 eines fehlertoleranten Umlenksattels	270
7.27	Gleitbahn für den Sattel und Skala zur Kontrolle des Sattelverschiebeweges	271
7.28	Absichtlich verdrehte Positionierung einer Spanngliedverankerung	272
7.29	Klemmvorrichtung zur Lagesicherung der Bänder auf freier Länge	272
7.30	Versuchsaufbau zum Testen der Sattelprototypen	273
7.31	Kontrolle des Anteils an äußerer Gleitung mit Hilfe von Farbmarkierungen an den Umhüllungen	275
7.32	Elastomerlager mit aufvulkanisierter PTFE-Schicht (links) sowie zusammengebaute Sattelkonstruktion der Variante 1 im Querschnitt vor Einbau der Spannbänder (rechts)	277
7.33	Spanngliedverlauf beim Versuch mit Variante 1 und verdrehter Verankerung mit Blick in Richtung verdrehter Verankerung (links) und unverdrehter Verankerung (Mitte) sowie Verformung des Elastomerlagers zur Aufnahme der Querverkippung (rechts)	277
7.34	Detail der Stahlwalzen im Durchdringungsrohr (links) sowie zusammengebaute Sattelkonstruktion der Variante 2 im Querschnitt vor Einbau der Spannbänder (rechts)	278
7.35	Spanngliedverlauf beim Versuch mit Variante 2 und verdrehter Verankerung mit Blick in Richtung verdrehter Verankerung (links) und unverdrehter Verankerung (Mitte) sowie Verformung des Elastomerlagers des Randsegmentes zur Aufnahme der Querverkippung (rechts)	278
7.36	Vorschlag für eine dritte Variante eines fehlertoleranten Umlenksattels	281

Tabellenverzeichnis

2.1	Zusammenfassung einiger Eigenschaften der bauaufsichtlich zugelassenen externen Spannverfahren ([22], [27], [28], [21], [25])	10
3.1	Eigenschaften von PE-HD-Formmassen [102]	47
3.2	Vergleich der Permeabilität unterschiedlicher Beschichtungen [93]	56
4.1	Mittlere Umgebungstemperaturen während der Kriechversuche	79
4.2	Zusammenfassung einiger Verformungswerte der Monohüllen aus den Kriechversuchen	95
5.1	Durchzuführende Versuche mit innerer Gleitung	109
5.2	Durchzuführende Versuche mit äußerer Gleitung	111
5.3	Gewähltes Versuchsprogramm	113
5.4	Versuchsprogramm mit Bezeichnung der einzelnen Versuche	113
5.5	Gemessene Temperaturen in den Gleitungsversuchen	119
5.6	Haftreibungskräfte in [kN/m] aus den Versuchen mit innerer Gleitung	128
5.7	Maximalwerte der Gleitreibungskraft in [kN/m] aus den Versuchen mit innerer Gleitung	129
5.8	Gewichtete Mittelwerte der Gleitreibungskraft in [kN/m] aus den Versuchen mit innerer Gleitung	130
5.9	Haftreibungskräfte in [kN/m] aus den Versuchen mit äußerer Gleitung	145
5.10	Gewichtete Mittelwerte der Gleitreibungskraft in [kN/m] aus den Versuchen mit äußerer Gleitung	146
5.11	Übersicht der aus den Versuchsdaten für innere Gleitung ermittelten Ausgleichskurven mit Angabe der entsprechenden Koeffizienten	149
5.12	Übersicht der aus den Versuchsdaten für äußere Gleitung ermittelten Ausgleichskurven mit Angabe der entsprechenden Koeffizienten	150

6.1	Konvergenzstudie zur Auffindung eines optimalen FE-Netzes für die Monohüllenhälfte in den Kriechsimulationen	179
6.2	Vergleich der Stauchungen aus den Kriechversuchen und den FE-Simulationen, Werte unmittelbar nach Laststeigerung	183
6.3	Vergleich der Stauchungen aus den Kriechversuchen und den FE-Simulationen, Werte nach einer Standzeit von 600 Sekunden	184
6.4	Gewählte Elementierung für das FE-Modell bei innerer Gleitung	189
6.5	Gewählte Elementierung für das FE-Modell bei äußerer Gleitung	191
6.6	Darstellung der durchgeführten FE-Berechnungen zur Simulation von innerer Gleitung	196
6.7	Darstellung der durchgeführten FE-Berechnungen zur Simulation von äußerer Gleitung	198
6.8	Maximalwerte der Reibungskräfte in [kN/m] für die FE-Berechnungen mit innerer Gleitung	216
6.9	Gewichtete Mittelwerte der Reibungskräfte in [kN/m] für die FE-Berechnungen mit innerer Gleitung	217
6.10	Umrechnung in globale Reibungsbeiwerte für die FE-Berechnungen mit innerer Gleitung	218
6.11	Gewichtete Mittelwerte der Reibungskraft in [kN/m] für die FE-Berechnungen mit äußerer Gleitung	229
6.12	Umrechnung in globale Reibungsbeiwerte für die FE-Berechnungen mit äußerer Gleitung	230

1 Einleitung

1.1 Problemstellung und Zielsetzung

Die äußerst positiven Erfahrungen, die bei einigen Pilotprojekten mit neu entwickelten externen Spanngliedern in den achtziger Jahren des vergangenen Jahrhunderts gemacht wurden, führten 1998 zur Veröffentlichung der „Richtlinie für Betonbrücken mit externen Spanngliedern“ [14], die 2001 auch in den DIN-Fachbericht 102 [32] einfluss. Dadurch wurde die externe Vorspannung zur Regelbauweise für vorgespannte Hohlkastenbrücken aus Beton erklärt. Der Einsatz externer Spannglieder ist beim Neubau solcher Brücken somit obligatorisch geworden. Bei bestehenden älteren Betonbrücken, vor allem aus den sechziger und siebziger Jahren, zeigt sich ein zunehmender Bedarf an Sanierungsmaßnahmen. Dies hängt mit zum Teil schwerwiegenden Schädigungen der damals sehr häufig verwendeten Spannglieder mit nachträglichem Verbund zusammen. Ein weiterer Grund liegt allerdings auch am deutlich gesteigerten Verkehrsaufkommen auf deutschen und europäischen Fernstraßen, so dass bestehende Brücken diesen höheren Anforderungen oft nicht mehr genügen können. Sanierungen und Verstärkungen bestehender Brücken stellen daher für die externe Vorspannung ein weiteres und sehr wichtiges Einsatzgebiet dar.

Externe Spannglieder verlaufen außerhalb des Betons, aber innerhalb der Bauteilhöhe. Im Gegensatz zu Spanngliedern mit nachträglichem Verbund, welche meist entsprechend der Momentenlinie aus äußeren Lasten im Beton kontinuierlich umgelenkt werden, wäre bei externen Spanngliedern die Realisierung eines solchen Spanngliedverlaufs viel zu aufwendig und zu teuer. Man begnügt sich daher damit, die externen Spannglieder entweder geradlinig zu verlegen, wobei im Feldbereich die Spannglieder unten und im Stützbereich oben angeordnet werden, oder aber polygonal anzuordnen. Für eine polygonale Spanngliedführung sind so genannte Umlenksättel erforderlich. Diese Sättel stellen neben den Verankerungen die einzigen Bereiche dar, in denen es zu einem direkten Kontakt zwischen Bauwerk und Spannglied kommt. Durch den polygonalen Spanngliedverlauf kann eine bessere Anpassung an das Moment aus äußeren Lasten erfolgen als dies bei einem gestaffelten geradlinigen Spanngliedverlauf der Fall wäre. Dem Mehrbedarf an

Spannstahl bei einem geradlinigen Spanngliedverlauf stehen die Kosten für die Umlenksättel bei einem polygonalen Spanngliedverlauf gegenüber. Je nach Bauverfahren ist es auch denkbar, mit externen Spanngliedern im Bauzustand eine zentrische Vorspannung ohne Umlenkung vorzunehmen und anschließend im Endzustand einige Spannglieder zu entspannen und über vorgesehene Sättel umgelenkt anzuordnen.

Der Spannstahl der externen Spannglieder muss wie derjenige der internen Spannglieder mit Verbund vor Korrosion geschützt werden. Dies geschieht in vielen Fällen durch Kunststoffrohre und Korrosionsschutzmittel. Aufgrund des vorwiegend realisierten mehrschichtigen Aufbaus des Korrosionsschutzes und der Nachgiebigkeit des verwendeten Kunststoffs als Umhüllung vieler externer Spannverfahren können beim Spannvorgang und der damit einhergehenden Dehnung der Zugglieder an den Umlenkstellen unterschiedliche Gleitungen auftreten. Die Dauerhaftigkeit der externen Spannglieder wird durch die Art der auftretenden Gleitung sehr stark beeinflusst. Obwohl bei den verschiedenen bauaufsichtlich zugelassenen externen Spannverfahren durch entsprechende Sattelkonfigurationen eine bestimmte Gleitungsart angestrebt wird, kann häufig eine davon abweichende Gleitung beobachtet werden. Genauere Vorhersagemöglichkeiten für die Gleitungsart sind daher wünschenswert. Unklarheit herrscht bislang auch über die Faktoren, die über die tatsächliche Gleitungsart beim Vorspannen entscheiden. Verschiedene Einflussparameter für die Art der auftretenden Gleitung sollen im Rahmen dieser Arbeit mit Hilfe praktischer Versuche und numerischer Simulationen untersucht werden.

Die Regelungen in den Richtlinien sehen vor, dass die Umlenksättel nicht zu vermeidende Einbaufehler durch eine allseitige trompetenförmige Aufweitung am Sattelrand ausgleichen sollen. In der Praxis zeigt sich, dass diese planmäßige Fehlertoleranz häufig nicht ausreicht und das Spannglied trotz vorgesehener Aufweitung den Sattel mit einem Knick verlässt. Ein solcher durch zu große Einbaufehler verursachter Knick, welcher die Dauerhaftigkeit des Spannglieds erheblich herabsetzen kann, wird häufig erst nach dem Einfädeln oder nach dem Straffen des Spannglieds sichtbar. Ein denkbarer und möglicher Austausch des Spannglieds würde also nicht zur Beseitigung des Knicks führen. Zielführender wären dagegen Umlenksättel, die sich den Anforderungen des Spanngliedverlaufs im Bauwerk anpassen können. Diese Arbeit befasst sich mit solchen fehlertoleranten Umlenksätteln und stellt zwei Prototypen vor, deren Funktionsweise in Versuchen nachgewiesen wurde.

1.2 Inhalt und Gliederung der Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit wird das Gleitverhalten externer Spannglieder eingehend untersucht. Da eine beim Vor- und Nachspannen auftretende Gleitung auch vom Aufbau des Korrosionsschutzsystems des jeweiligen externen Spannglieds abhängt und sich die einzelnen Spannverfahren bezüglich ihres Aufbaus voneinander unterscheiden, wird zunächst ein Überblick über die verschiedenen derzeit in Deutschland bauaufsichtlich zugelassenen externen Spannverfahren gegeben. Es wird dabei auch gezielt auf die Ausbildung der Umlenkstellen eingegangen, an denen beim Spannvorgang die Gleitung stattfindet. Externe Spannglieder haben sich beim Einsatz in der Praxis bewährt. Um ein externes Spannverfahren überhaupt einsetzen zu dürfen, sind verschiedene Tests bzw. Zulassungsversuche durchzuführen, auf die nachfolgend eingegangen werden soll. Die Dauerhaftigkeit der Kunststoffumhüllungen externer Spannglieder war bereits Gegenstand verschiedener Forschungsuntersuchungen. Ziele und Ergebnisse dieser Untersuchungen werden zusammenfassend dargestellt. Ein Blick auf die externe Vorspannung im Ausland soll die dort gemachten Erfahrungen und Regelungen darlegen. Unterschiede und Gemeinsamkeiten zu den Regelungen und Praktiken in Deutschland werden herausgestellt.

Da alle Spannverfahren zum Korrosionsschutz ihrer Zugglieder eine oder mehrere Umhüllungen aus Polyethylen verwenden, wird anschließend auf diesen Kunststoff näher eingegangen. Allgemeine Eigenschaften sowie Besonderheiten hinsichtlich Reibung und Verschleiß werden dargelegt.

Um das Materialverhalten von Polyethylen bei Querdruckbeanspruchungen zu analysieren, wurden Kriechversuche mit quer gedrückten Monolitzen durchgeführt. Die Versuchsergebnisse waren für die geplanten numerischen Untersuchungen von großer Bedeutung. Die Versuche werden erläutert, ihre Ergebnisse dargelegt und Schlussfolgerungen für ein zu definierendes Materialgesetz für Polyethylen gezogen.

Das folgende Kapitel befasst sich mit den praktischen Untersuchungen zum Gleitverhalten externer Spannglieder. Zunächst werden denkbare Einflussparameter für das Gleitverhalten geklärt. Anschließend werden die eigenen Versuche vorgestellt. Der Versuchsaufbau mit Wahl der Spannglieder, die Messeinrichtungen, die Parameterwahl und das Versuchsprogramm werden erläutert. Es folgt eine ausführliche Auswertung der Versuche. Dabei werden die Parameter hinsichtlich der auftretenden Gleitung genau beleuchtet. Unterschiede oder Gemeinsamkeiten im Gleitverhalten werden herausgearbeitet. Mit Hilfe der Versuchsdaten werden Vorhersagemodelle für die zu erwartenden Reibungsverluste erarbeitet, die schlussendlich über das Gleitverhalten entscheiden.

Anhand von Praxisbeispielen wird der Umgang mit den Versuchsergebnissen und den Vorhersagemodellen erläutert.

Im Anschluss daran wird das Verhalten eines externen Spannglieds unter Querdruck bei unterschiedlichen Gleitvorgängen numerisch untersucht. Hierzu wurde ein Finites Elemente Modell entwickelt, mit dem die Situation einer Litze mit Kunststoffumhüllungen an einem Umlenksattel simuliert werden konnte. Die Kalibrierung des Materialgesetzes für Polyethylen erfolgte anhand der Ergebnisse der zuvor durchgeführten Kriechversuche, die hierfür numerisch abgebildet wurden. Praktische und numerische Ergebnisse dieser Kriechuntersuchungen werden gegenüber gestellt. Das Modell für die verschiedenen Gleitsimulationen wird vorgestellt und die untersuchten Parameter beschrieben. Die numerischen Ergebnisse werden dargelegt und mit den Ergebnissen der praktischen Gleitungsversuche verglichen.

Im folgenden Kapitel werden nützliche Hinweise für die Praxis gegeben. Verschiedene Aspekte, die beim Einsatz externer Spannglieder berücksichtigt werden sollten, werden dargelegt. Schwerpunkt dieses Kapitels ist die Situation an den Umlenksätteln. Die zuvor entwickelten Vorhersagemodelle für die zu erwartenden Reibungsverluste beim Vorspannen werden für alle in den Gleitungsversuchen gewählten Parameter ausgewertet. Die daraus entwickelten Diagramme stellen ein Hilfsmittel für die Baupraxis dar. Neben der Gleitungsart wird ein großes Augenmerk auf die erzielbare Einbaugenauigkeit der Sättel gelegt. Es wird auf die Entwicklung fehlertoleranter Umlenksättel eingegangen, durch die bestimmte Einbaufehler ausgeglichen werden können. Die aus der Entwicklung hervorgegangenen Prototypen solcher Umlenksättel werden vorgestellt. Die Untersuchung der Funktionsweise dieser Sattelkonstruktionen erfolgte mit Hilfe praktischer Versuche, welche anschließend beschrieben und deren Ergebnisse dargestellt werden. Es erfolgt eine kritische Hinterfragung dieser Konstruktionen, Optimierungsmöglichkeiten und ein weiterer Vorschlag für einen fehlertoleranten Umlenksattel werden angegeben.

Eine Zusammenfassung der Untersuchungen bildet den Abschluss dieser Arbeit. Ein Ausblick nennt denkbare weitere Untersuchungen im Hinblick auf das Gleitverhalten sowie auf eine fehlertolerante Sattelausbildung für externe Spannglieder.

2 Externe Vorspannung - Stand der Technik

2.1 Externe Vorspannung in Deutschland

2.1.1 Entwicklung

Die erste extern vorgespannte Brücke wurde 1928 in Deutschland gebaut. Es handelt sich um die Saale-Brücke in Alsleben. Noch nicht verfügbare hochfeste Spannglieder und das fehlende Wissen über Kriechen, Schwinden und Relaxation führten allerdings zu der Meinung, dass externe Vorspannung unwirtschaftlich sei ([98], [108]). In der Nachkriegszeit wurde daher in Deutschland eine Vielzahl von Spannbetonbrücken neu errichtet, bei denen ausschließlich Spannglieder mit nachträglichem Verbund zum Einsatz kamen. Viele dieser Brücken zeigten nach 20 bis 30 Jahren deutliche Mängel, die neben zu gering ausgelegter Mindestbewehrung in den Koppelfugen oft auf mangelhafte Verpressung der Spanngliedhüllrohre zurückzuführen waren. Diese Mängel führten zu sehr aufwendigen und kostspieligen Sanierungsmaßnahmen. Es wurde deutlich, dass gerade die in den Stegen von Hohlkästen verlaufenden Spanngliedhüllrohre als problematisch anzusehen sind. Aus diesem Grund wurde mit Einführung der „Richtlinie für Betonbrücken mit externen Spanngliedern“ durch das Bundesministerium für Verkehr im Jahr 1998 ([14], [115]) festgelegt, dass für Betonbrücken mit Hohlkastenquerschnitt keine Spannglieder mehr in den Stegen verlaufen dürfen. Ferner sieht diese Richtlinie vor, die auch in den 2001 eingeführten DIN-Fachbericht 102 [32] aufgenommen wurde, dass in solchen Hohlkastenbrücken von nun an entweder ausschließlich externe Spannglieder zu verwenden sind oder bei der so genannten Mischbauweise externe Spannglieder im Inneren des Hohlkastens und Spannglieder mit nachträglichem Verbund in den beiden Platten kombiniert werden dürfen.

Auch durch das Wissen über und die wertvollen Erfahrungen mit verbundloser Vorspannung ([105], [78], [67], [132], [36]) erlebte die externe Vorspannung seit Ende der achtziger Jahre des vergangenen Jahrhunderts in Deutschland eine Art Renaissance, bei der es zur Neuentwicklung von externen Spannverfahren kam, vgl. z.B. [106]. Es wurden

sowohl einige Pilotprojekte als Neubau von Betonbrücken mit im Hohlkasten verlaufenden externen Spanngliedern realisiert ([39], [86], [87], [34], [114], [79], [94], [133]) als auch andere Einsatzmöglichkeiten gesucht [113], beispielsweise bei der nachträglichen Verstärkung von bestehenden Brücken [104] oder auch bei der Verwendung dieser Spannglieder als Unterspannung von Brückenträgern [84]. Natürlich wurden auch weiterhin Brücken mit verbundloser interner Vorspannung realisiert [68], doch die externe Vorspannung wurde nun in Deutschland eingehend diskutiert ([48], [73], [70], [72]), zumal solche Spannglieder auch im Ausland vor allem bei Brücken in Segmentbauart bereits erfolgreich eingesetzt worden waren und nach wie vor auch noch werden ([122], [49], [44], [10], [12]). Diese Bauart ist allerdings in Deutschland eher spärlich anzutreffen ([8], [81], [35]).

Inzwischen ist die externe Vorspannung in Deutschland Stand der Technik bei Hohlkastenbrücken und wird auch auf Grund der normativen Festlegungen [32] sehr häufig und erfolgreich eingesetzt, worüber bereits an verschiedenen Stellen berichtet wurde ([54], [120], [66], [55], [56], [4], [45], [95]).

Die Nachspannbarkeit, Kontrollierbarkeit und Austauschbarkeit dieser Spannglieder sind die entscheidenden Vorteile gegenüber Spanngliedern mit nachträglichem Verbund. Um einer notwendigen nachträglichen Verstärkung des Brückenüberbaus durch z.B. erhöhte Verkehrslasten begegnen zu können, ist gemäß der Richtlinie je Stegseite mindestens eine Durchführungsmöglichkeit in jedem Querträger des Hohlkastens vorzuhalten. Dies wurde allerdings bereits vor Einführung der Richtlinie verlangt ([13], [85]).

Neben den dargelegten Vorteilen ist natürlich auch der deutliche Mehraufwand beim Korrosionsschutz der externen Spannglieder zu nennen, da ein alkalisches Milieu durch die fehlende Betonüberdeckung bzw. durch die in Deutschland derzeit nicht praktizierte Mörtelverpressung bei externen Spanngliedern nicht gegeben ist. Des Weiteren sind auf Grund des fehlenden Verbundes zum umgebenden Beton nur geringe Zusatzspannungen und -dehnungen im Tragsicherheitsnachweis ansetzbar [31], woraus sich z.B. ein Mehrbedarf an schlaffer Bewehrung ergibt.

Über weitere Vor- und Nachteile von externen Spanngliedern wurde bereits mehrfach und ausführlich an verschiedenen Stellen hingewiesen, vgl. z.B. ([122], [73], [87], [115], [114], [70], [82], [71], [72]).



Bild 2.1: Blick ins Innere von Brückenhohlkästen mit umgelenkt geführten externen Spanngliedern (Quelle: Fotoarchiv des Instituts für Massivbau und Baustofftechnologie)

Um den Einwirkungen aus äußeren Lasten besser entgegen wirken zu können, wird eine umgelenkte Spanngliedführung angestrebt, vgl. Bild 2.1. An den hierfür erforderlichen Umlenksätteln treten beim Vorspannen häufig unerwartete Gleitungen auf, vgl. Abschnitt 2.1.3. Auf Grund von Einbaufehlern kann es an den Sattelrändern zu einem ungewollten Anliegen des Spannglieds oder sogar zu einem Knick im Spanngliedverlauf kommen. Die Folge können Schäden am Bauwerk sein, wie Abplatzungen von Betonkanten und Freilegen der darunter liegenden Bewehrung mit Korrosionserscheinungen, und/oder Schäden am externen Spannglied, die z.B. durch Reibkorrosion hervorgerufen wurden. Dieser Problematik kann durch den Einsatz fehlertoleranter Umlenksättel begegnet werden, vgl. Kapitel 7.

2.1.2 Bauaufsichtlich zugelassene externe Spannverfahren

2.1.2.1 Denkbare Differenzierung der verschiedenen Spannverfahren

In Deutschland sind im Frühjahr 2007 fünf externe Spannverfahren bauaufsichtlich zugelassen ([22], [27], [28], [21], [25]). In Bild 2.2 sind Querschnittszeichnungen der jeweiligen Spannglieder dargestellt. Allen zugelassenen externen Spannverfahren gemeinsam ist die Möglichkeit des Austausches und der Nachspannbarkeit ihrer Spannglieder. Bei genauerer Betrachtung dieser Zulassungen ergeben sich verschiedene Möglichkeiten einer gegenseitigen Unterscheidung. Folgende Kriterien für eine genauere Differenzierung sind denkbar:

- Art der Zugglieder: Es werden Litzen oder Einzeldrähte aus Stahl verwendet.

- Güte der Zugglieder: Die eingesetzten Zugglieder weisen unterschiedliche Nennfestigkeiten auf.
- Form des Spannglieds: Es werden sowohl runde Hüllrohre mit darin befindlichen Zuggliedern als auch bandartig aufgebaute Spannglieder mit übereinander stapelbaren Bändern eingesetzt.
- Art des Korrosionsschutzes: Es wird hierfür aktuell Fett bzw. Wachs verwendet, jeweils in Verbindung mit einer oder mehreren Kunststoffumhüllungen. In der Vergangenheit gab es darüber hinaus externe Spannverfahren mit einer Zementverpressung als Korrosionsschutz; diese bauaufsichtlichen Zulassungen sind jedoch ausgelaufen und wurden nicht weiter verlängert.
- Grad der Vorfertigung: Es existieren Zulassungen von komplett im Werk vorgefertigten Spanngliedern, bei anderen zugelassenen Spannverfahren erfolgt der endgültige Zusammenbau der Spannglieder erst auf der Baustelle.

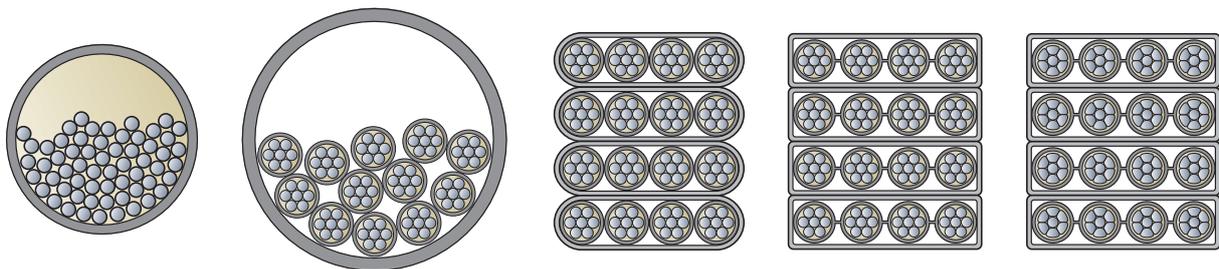


Bild 2.2: Spannglieder der in Deutschland bauaufsichtlich zugelassenen externen Spannverfahren, im Querschnitt dargestellt ([22], [27], [28], [21], [25])

2.1.2.2 Vorstellung der einzelnen Spannverfahren

Von den bauaufsichtlich zugelassenen Spannverfahren verwendet nur eines keine 7-drähtigen Litzen als Zugglieder, sondern setzt stattdessen einzelne kaltgezogene, runde, glatte Drähte \emptyset 7 mm mit sehr niedriger Relaxation und aufgestauchten Köpfchen ein, vgl. ([103], [22]). Das Kunststoffhüllrohr aus PE (Polyethylen), in dem sich alle Drähte befinden, wird zum Korrosionsschutz mit einem Fett oder Wachs gefüllt. Auf Grund der aufgestauchten Köpfchen an den Enden der Drähte, über welche die Verankerung erfolgt, wird das Spannsystem bereits komplett montiert mit Hüllrohr und Verankerungen auf die Baustelle geliefert. Das Spannglied wird entsprechend des vorher berechneten Dehnweges

„kürzer“ angefertigt. Die Vorspannung wird durch Ziehen der Verankerung samt der darin befindlichen Drähte mit aufgestauchten Köpfchen aufgebracht, bis bei der gewünschten Spannkraft eine Überschubmutter auf die Verankerung mit außen liegendem Gewinde geschraubt und die Verankerung so auf die Ankerplatte abgesetzt wird. Ein Keilschlupf findet abgesehen vom Spiel im Gewinde nicht statt. Im Gegensatz zu allen anderen Spannverfahren wird für die Zugglieder hier ein St 1470/1670 eingesetzt. Bei einer maximalen Anzahl von 66 Drähten ergibt sich daraus eine zulässige Vorspannkraft von 2970 kN. Zur Umlenkung werden Umlenkhalbschalen aus PE-HD (high density polyethylene, Polyethylen hoher Dichte) eingesetzt, die einen minimalen Radius von 5,0 m ermöglichen. Die Kontaktfläche zwischen Hüllrohr und Umlenkhalbschale wird vor dem Einlegen des Spannglieds mit einem Gleitfett versehen. Der rechnerische Reibungsbeiwert liegt bei 0,06.

Es existiert eine weitere bauaufsichtliche Zulassung für ein externes Spannverfahren, bei dem ein rundes Hüllrohr verwendet wird, vgl. ([111], [27]). Bei diesem Spannverfahren kommen allerdings Spannstahtlitzten als Zugglieder zum Einsatz, wobei Monolitzen mit einer Querschnittsfläche von 140 mm^2 und einer 2 mm dicken Kunststoffumhüllung aus PE-HD verwendet werden. Die Litzten bestehen aus insgesamt sieben Drähten, wobei sechs Außendrähte zopfartig um einen zentralen Kerndraht mit einem etwas größeren Durchmesser als die Außendrähte verseilt geführt werden. Nach einer bestimmten Länge hat ein Außendraht den Kerndraht einmal komplett um 360° umlaufen. Dieses Maß wird bei den Spannstahtlitzten als Schlaglänge bezeichnet und liegt bei den verschiedenen Spannstahtherstellern im Bereich vom 12- bis 18-fachen des Litztenaußendurchmessers. Spannstahtlitzten werden von den Herstellern aus Spannstähen unterschiedlicher Güteklassen gefertigt, vgl. z.B. ([23], [19]). Im hier beschriebenen Fall wird ein Spannstaht der Güte St 1570/1770 eingesetzt, woraus sich für das größte Spannglied mit 19 Litzten eine zulässige Vorspannkraft von 3296 kN errechnet. Die Monolitzen werden auf der Baustelle einzeln oder lagenweise in das Hüllrohr eingezogen. An den Umlenkstellen darf es dabei zu keinen Überkreuzungen von Litzten kommen. Üblicherweise wird die Vorspannkraft durch eine Bündelpresse aufgebracht, mit deren Hilfe alle Litzten gleichzeitig gespannt werden. Die Umlenkung kann auf drei verschiedene Arten erfolgen. Es ist möglich, mit Hilfe eines einbetonierten Rohres eine gerade Durchdringung im Querträger oder der Umlenkklisene herzustellen. Darin werden entsprechend ausgebildete Formteile aus PE-HD oder Stahl eingelegt. Mit deren Hilfe wird die Kontur des Umlenksattels abgebildet. Alternativ dazu kann die Umlenkkontur auch mit Hilfe eines Schalkkörpers hergestellt werden. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, ein vorgebogenes Rohr aus PE-HD oder Stahl einzubetonieren. Besteht die

Oberfläche des Umlenksattels aus Kunststoff, also PE-HD, so wird vor dem Einlegen des Umlenküllrohres ein Gleitfett aufgetragen. Erfolgt die Umlenkung durch einen Betonkörper oder durch ein Stahlteil, so wird zusätzlich zum Gleitfett noch eine Gleitfolie auf dem Sattel angebracht. Der kleinstmögliche Umlenkradius für das größte Spannglied beträgt 6,0 m. Für den Reibungsbeiwert wird zwischen dem Vor- und Nachspannen unterschieden. Beim erstmaligen Vorspannen darf $\mu = 0,10$ gesetzt werden, beim Nachspannen beträgt $\mu = 0,25$.

Tabelle 2.1: Zusammenfassung einiger Eigenschaften der bauaufsichtlich zugelassenen externen Spannverfahren ([22], [27], [28], [21], [25])

Eigenschaft		SUSPA Draht EX	BBV EMR	VBT-BE	VT CMM D	VT CMM KD
Skizze eines Spannglieds im Querschnitt						
Zugglieder		glatte Drähte	Rundlitzen	Rundlitzen	Rundlitzen	Kompaktlitzen
Spannstahlgüte		St 1470 / 1670	St 1570 / 1770	St 1570 / 1770	St 1570 / 1770	St 1570 / 1770
größtes Spannglied	P_{\max}	2970 kN	3296 kN	2974 kN	2974 kN	3523 kN
	$R_{\min}^{(1)}$	5,0 m	6,0 m	5,0 m	5,0 m	5,0 m
	$A_{p,\max}^{(2)}$	25,4 cm ²	26,6 cm ²	24,0 cm ²	24,0 cm ²	26,4 cm ²
	$\Sigma A_{\text{Hülle}(n)}^{(3)}$	13,6 cm ²	23,9 cm ²	42,5 cm ²	44,2 cm ²	44,2 cm ²
	$d_{\min}^{(4)}$	5,10 mm	5,10 mm	5,00 mm	4,75 mm	4,75 mm
Wandstärke der Monohüllen		-	2,00 mm	2,00 mm	1,75 mm	1,75 mm
Art des Korrosionsschutzes		Hüllrohr, gefüllt mit Fett bzw. Wachs	Hüllrohr, Monohüllen, Fett an Litzen	Bandhülle, Monohüllen, Fett an Litzen	Bandhülle, Monohüllen, Fett an Litzen	Bandhülle, Monohüllen, Fett an Litzen
Materialien für Umlenksättel		PE-HD mit Gleitfett	Edelstahl, PE-HD, Beton, evtl. PTFE mit Gleitfett	Edelstahl, PE-HD, evtl. Gleitfett	Edelstahl, PE-HD, evtl. PTFE mit Gleitfett	Edelstahl, PE-HD, evtl. PTFE mit Gleitfett

(1): Minimaler Umlenkradius

(2): Spannstahlquerschnittsfläche

(3): Aufsummierte Fläche der Umhüllungen (aus vorliegenden Zeichnungen errechnet!)

(4): Kürzeste Entfernung des Spannstahls zur Außenfläche, ohne Querdruck durch Umlenkung

Die drei übrigen bauaufsichtlich zugelassenen externen Spannverfahren haben äußerlich die Form von Bändern, vgl. ([118], [28], [121], [21], [25]). Als Zugglieder werden jeweils Monolitzen aus St 1570/1770 eingesetzt. Bei zwei Spannverfahren werden „normale“ Litzen mit kreisrunden, glatten Einzeldrähten verwendet ([118], [28], [121], [21]), ein Spannverfahren setzt dagegen so genannte kompaktierte Litzen ein [25]. Bei diesen Kompaktlitzen wird die Litze nach dem Verseilen durch eine Düse gezogen, wodurch die Außendrähte deformiert und gleichzeitig der Litzenaußendurchmesser verringert (kompaktiert) wird. Der Hohlraum zwischen den Außendrähten und dem Kerndraht wird dadurch verkleinert, die Querschnittsform nähert sich mehr einem Kreis an. Die Querschnittsfläche beträgt bei den Kompaktlitzen 165 mm^2 , im Vergleich zu 150 mm^2 bei den Standardlitzen, vgl. [20].

Bei den bandartigen Spanngliedern werden bis zu vier Monolitzen nebeneinander liegend durch eine weitere Kunststoffhülle aus PE-HD zu einem Band zusammengefasst. Die Herstellung dieser Bänder erfolgt bereits im Werk. Bei zwei dieser Spannverfahren werden innerhalb eines Bandes die Monolitzen durch schmale Stege aus PE-HD miteinander verbunden. Des Weiteren verwenden diese Spannverfahren Monolitzen mit einer 1,75 mm dicken PE-HD-Hülle ([21], [25]), wohingegen das dritte Spannverfahren 2,00 mm dicke Monolitzenhüllen einsetzt [28]. Als Umlenksättel kommen vorgebogene Rechteckkästen aus PE-HD oder verzinktem Stahl zur Anwendung. Zusätzliche Gleitbleche aus verzinktem Stahl oder Gleitplatten aus PE-HD können mit oder ohne Gleitfolie aus PTFE (Polytetrafluorethylen, Teflon) und einer Fettschicht zwischen unterem Band und Satteloberfläche angeordnet werden. Einsinnig umgelenkte Spannglieder dürfen bandweise vorgespannt werden. Dabei ist mit dem Band zu beginnen, bei dem infolge seiner Lage zu den Umlenksätteln die größte Reibung zu überwinden ist. Im allgemeinen Fall einer zweiachsigen Umlenkung werden die Spannglieder durch gleichzeitiges Spannen aller Litzen vorgespannt. Bei diesen Spannverfahren hängen die anzusetzenden Reibungsbeiwerte von der Anzahl der übereinander liegenden Bänder, von der Art der Sattelausbildung, sowie von der Art der Spannkraftaufbringung (bandweises oder paketweises Vorspannen) ab. Die Staffelung kann von 0,06 über 0,08 und 0,10 zu 0,12 verlaufen, je nachdem, ob ein, zwei, drei oder vier Bänder übereinander liegen, ob eine lagenweise Vorspannung erfolgt und ob beim Vorspannen eine gemeinsame Bewegung aller Bänder über den Sattel sicher gestellt ist. Montageklammern vor und hinter den Sätteln sichern beim Spannvorgang die exakte Lage der Bänder übereinander. Die minimalen Umlenkradien richten sich danach, ob mit dem entsprechenden Sattel eine einachsige oder zweiachsige Umlenkung erfolgt. Der kleinstmögliche Umlenkradius für das größte Spannglied mit 16 Litzen beträgt bei

einachsiger Umlenkung 5,0 m.

In Tabelle 2.1 sind einige Daten und Eigenschaften der zugelassenen externen Spannverfahren zusammengefasst.

Wenn man die Situation an einem Umlenksattel betrachtet, so summieren sich bei den bandartigen externen Spanngliedern die Querpressungen von Bandlage zu Bandlage auf. Dies führt zum größten Querdruck für das direkt am Sattel anliegende Band; z.B. liegen für das größtmögliche Spannglied an einem Sattel als Hochpunkt des Spanngliedverlaufs an der Unterseite jeder Litze des untersten Bandes die aufsummierten Querdrücke der drei darüber liegenden Litzen und der Litze selbst vor. Andererseits erfolgt nur bei bandartigen externen Spanngliedern eine „geordnete“ Eintragung der Querpressungen in den Umlenksattel. Für die beschriebenen runden externen Spannglieder kann es durch die fehlende Ordnung innerhalb des Hüllrohres zu einer nicht vorhersagbaren Ausrichtung der Zugglieder im Sattelbereich kommen.

2.1.3 Denkbare Gleitvorgänge an Umlenkstellen und daraus resultierende Beanspruchungen und Reibungskräfte

Die Mehrschichtigkeit des Korrosionsschutzsystems eröffnet dem externen Spannglied beim Spannvorgang an den Umlenkstellen verschiedene Gleitungsmöglichkeiten, vgl. Bild 2.3, die zu unterschiedlich starken Beanspruchungen für die Umhüllungen führen ([86], [54], [66], [58], [89], [90], [116], [57], [61], [126], [117], [59], [60], [100]). Bei der so genannten „äußeren Gleitung“ verschiebt sich das Spannglied komplett mit allen Umhüllungen, ohne dass es zu Relativverschiebungen zwischen einzelnen Schichten kommt (vgl. Bild 2.3: $u_1 = u_2 = u_3 = u_{\text{gesamt}}$). Die Gleitungsebene ist in diesem Fall die Satteloberfläche. Da keine gegenseitigen Verschiebungen zwischen den Umhüllungen und den Zuggliedern auftreten, kann man diese Verschiebung als Starrkörperverschiebung auffassen.

Eine so genannte „innere Gleitung“ liegt vor, wenn beim Vorspannen lediglich eine Bewegung der Zugglieder stattfindet, ohne dass die Umhüllungen am Sattel mitgedehnt werden und ihre Position zum Sattel folglich nicht ändern (vgl. Bild 2.3: $u_1 = u_2 = 0$, $u_3 = u_{\text{gesamt}}$). In diesem Fall liegt die Gleitungsebene jeweils zwischen Litze und Monohülle. Durch den Einsatz von Spannstahlilitzen mit einer schraubenartigen Struktur ihrer Oberfläche liegen bei dieser Gleitungsart für die Monohüllen sehr komplexe Beanspruchungszustände vor. Denkbar ist beim Spannvorgang eine schraubenartige Verdrehung der Litzen, bei welcher die Litzenaußendrähte den durch Querpressung gebildeten Riefen in den Mo-

nohüllen folgen. Je nach Verdrehwiderstand und Dehnweg der Litzen kann anschließend wieder ein ruckartiges Zurückdrehen stattfinden. Der Verdrehwiderstand der Litze hängt unter anderem von der momentanen Litzenzugkraft und der freien Litzenlänge ab ([58], [61]). Die freie Litzenlänge kann als Abstand zwischen einer Verankerung und dem nächsten Umlenksattel, aber auch als Entfernung zweier benachbarter Sättel angenommen werden. Je geringer die freie Länge und je größer die Litzenkraft ist, desto größer ist der Widerstand der Litze gegen eine Verdrehung beim Anspannvorgang. Daraus folgt auch, dass im Laufe des Spannvorgangs der Verdrehwiderstand der Litze gesteigert wird, die Litze also immer weniger zu einer Verdrehung neigt. Andererseits vergrößert sich durch die zunehmende Litzenkraft auch die Beanspruchung der Kunststoffumhüllungen. Die entstehenden Eindrückungen in den PE-Mänteln bilden eine Art Führungsschiene, die der Litze wiederum eine Verdrehbewegung beim Anspannvorgang anbietet. Die Litzen können jedoch auch eine ausschließlich translatorische Bewegung durchführen, bei der die Litzenaußendräfte bei einer Erhöhung der Vorspannkraft die zuvor gebildeten Riefen verlassen und nachfolgend in das „frühere“ Riefenbett der benachbarten Außendräfte wandern. Je nach Vorspanngeschwindigkeit findet so eine kontinuierliche Be- und Entlastung der Monohüllen statt, bis das Spannglied nach Abschluss des Spannvorgangs wieder zur Ruhe kommt. Ein denkbare seitliches Abgleiten der Litze durch Folgen der gebildeten Riefenspurten kann durch die in den Umlenksätteln herrschende seitliche Führung der Spannglieder und damit auch der Litzen nur in begrenztem Maße auftreten.

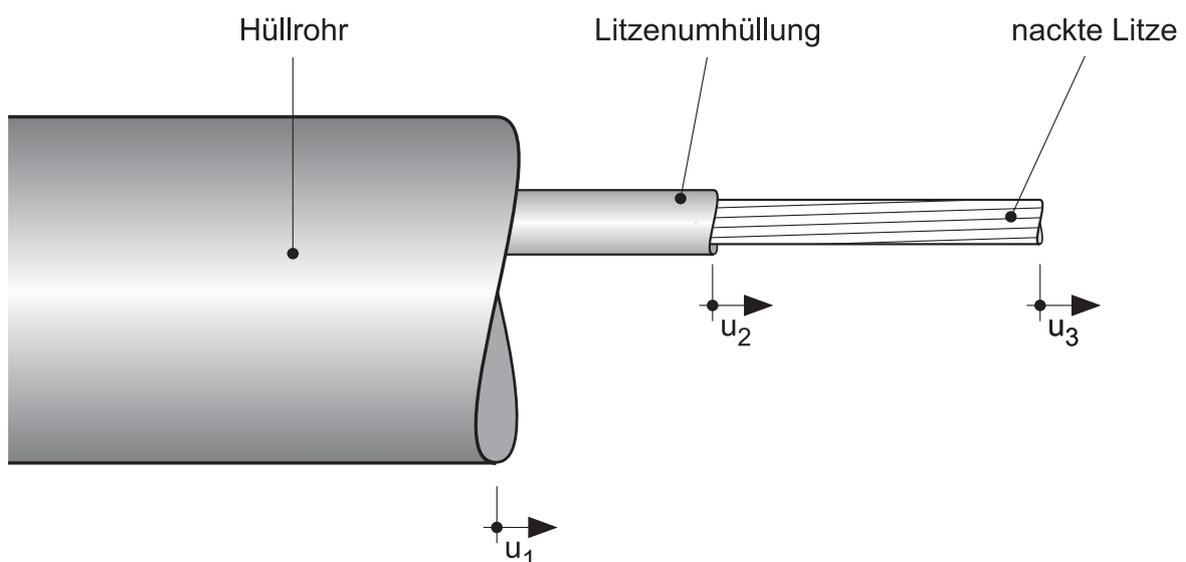


Bild 2.3: Mögliche Verschiebungen beim Vorspannen eines externen Spannglieds

Im Hinblick auf die Dauerhaftigkeit der externen Spannglieder ist eine äußere Gleitung anzustreben. Eigene Untersuchungen, die mit Hilfe von Daten aus Zulassungsversuchen der Technischen Universität München und der Universität Karlsruhe durchgeführt wurden, lieferten den in Bild 2.4 qualitativ zu erkennenden Zusammenhang zwischen den vorherrschenden Querpressungen am Umlenksattel und den zu erwartenden Stauchungen der Monohüllen bei der betreffenden Gleitung. Bei dem hier vorgeschlagenen und im Diagramm dargestellten jeweils bilinearen Rechenansatz führt eine äußere Gleitung in allen Querpressungsbereichen zu geringeren Stauchungen, was im Hinblick auf die Restwandstärke der Monohüllen als positiv zu bewerten ist. Für die in der Realität meist vorkommenden höheren Querpressungen, hervorgerufen durch kleinere Umlenkradien an den Sätteln, wird eine äußere Gleitung für die Dauerhaftigkeit des externen Spannglieds immer günstiger.

Eine „mittlere Gleitung“ mit einer gemeinsamen Verschiebung von Litze und Monohülle gegenüber dem Hüllrohr (vgl. Bild 2.3: $u_1 = 0$, $u_2 = u_3 = u_{\text{gesamt}}$) tritt in der Realität so gut wie nicht auf ([54], [127]). Die einzelnen Spannverfahren bevorzugen durch bestimmte Sattelkonfigurationen die äußere Gleitung und geben zulässige Werte des Anteils an innerer Gleitung an, die beim Vor- oder Nachspannen nicht überschritten werden dürfen. Es hat sich gezeigt, dass die Art der Gleitung oft nur unzureichend vorhergesagt werden kann und häufig andere Gleitungen als ursprünglich erwartet auftreten können ([130], [54]).

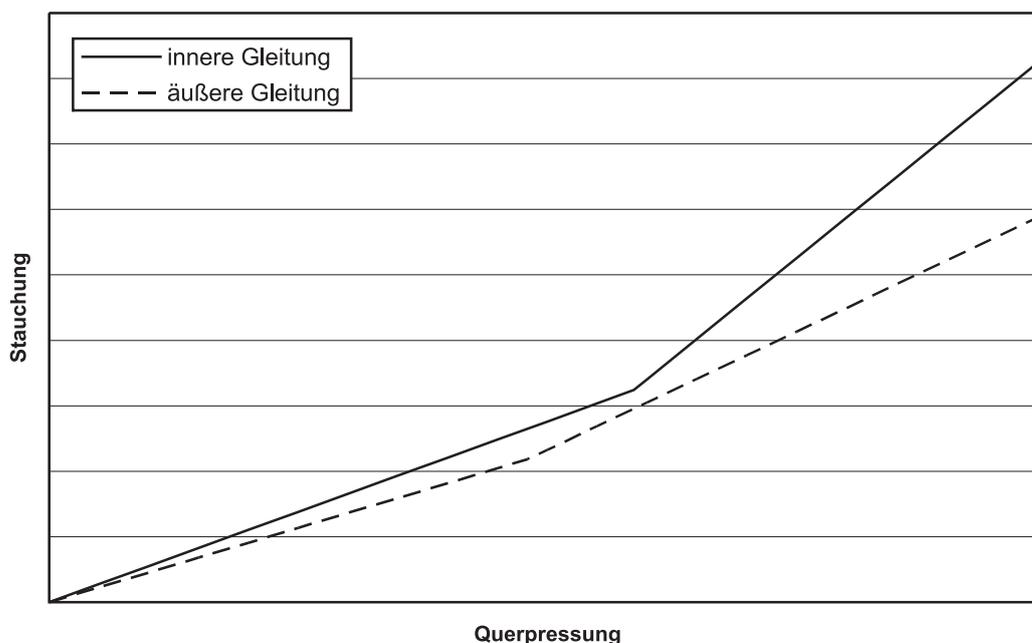


Bild 2.4: Qualitativer Zusammenhang zwischen Querpressung und zu erwartender Stauchung der Monohüllen bei innerer und äußerer Gleitung

Durch die Gleitung des Spannglieds am Sattel treten Kraftverluste infolge Reibung auf. Gemäß des Ansatzes von Coulomb gilt hierfür allgemein, vgl. z.B. auch [50]:

$$R = \mu \cdot N \quad (2.1)$$

Danach ist die Reibungskraft R über den Reibungskoeffizienten μ von der Normalkraft N , die senkrecht auf die Gleitfläche wirkt, abhängig. Über die bekannte Seilreibungsgleichung berechnet sich daraus:

$$F_2 = F_1 \cdot e^{-\mu \cdot \alpha} \quad (2.2)$$

In dieser Formel kennzeichnet α den Umlenkwinkel, aus dem sich mit Hilfe des Reibungskoeffizienten μ die Seilkraft F_2 nach einer Richtungsänderung aus der Seilkraft F_1 vor der Richtungsänderung berechnet, vgl. z.B. [50]. Für Spannglieder mit nachträglichem Verbund muss eine so genannte ungewollte Umlenkung der Spannglieder berücksichtigt werden. Dies geschieht durch Erweiterung des Exponenten um einen zusätzlichen Term:

$$F_2 = F_1 \cdot e^{-\mu \cdot (\alpha + k \cdot x)} \quad (2.3)$$

Darin kennzeichnet k die ungewollte Umlenkung und x die Länge bis zur betrachteten Stelle [31]. Werte für k sind in den entsprechenden bauaufsichtlichen Zulassungen der Spannverfahren mit nachträglichem Verbund angegeben. Bei externen Spanngliedern kann der ungewollte Umlenkwinkel k vernachlässigt werden. In Betracht ziehend, dass externe Spannglieder meist geringere aufsummierte Umlenkwinkel aufweisen als Spannglieder mit nachträglichem Verbund und kontinuierlich gekrümmtem Spanngliedverlauf, ergeben sich für externe Spannglieder in Kombination mit dem Wegfall der ungewollten Umlenkung deutlich geringere Reibungsverluste.

2.1.4 Anforderungen an extern vorgespannte Brücken und Umlenkstellen für externe Spannglieder

Nach den Erfahrungen aus einigen Pilotprojekten mit ausschließlich extern vorgespannten Brücken wurde im Jahre 1998 vom Bundesministerium für Verkehr die „Richtlinie für Betonbrücken mit externen Spanngliedern“ veröffentlicht ([14], [115]), durch welche die Verwendung von externen Spanngliedern in vorgespannten Hohlkastenbrücken aus Beton zur Regelbauweise erklärt wurde. Die Richtlinie floss in den 2001 erstmals veröffentlichten DIN-Fachbericht 102 ein [32]. Seitdem sind in Hohlkastenbrücken aus Beton nur zwei Regelbauweisen für die Vorspannung in

Längsrichtung zulässig. Entweder erfolgt die Vorspannung ausschließlich durch externe Spannglieder, die im Inneren des Hohlkastens geführt und ggf. über Sättel umgelenkt werden. Oder aber die Vorspannung erfolgt in der so genannten Mischbauweise, bei der nach wie vor externe Spannglieder im Hohlkasten verlaufen, jedoch noch zusätzliche Spannglieder mit nachträglichem Verbund in der oberen und unteren Platte des Hohlkastens geführt werden. Grundsätzlich dürfen in den Stegen keine Spannglieder mehr verlaufen.

Gemäß Richtlinie bzw. DIN-Fachbericht 102 soll die zulässige Spannkraft eines externen Spannglieds ca. 3 MN nicht überschreiten. Es ist grundsätzlich eine nachträgliche Verstärkungsmöglichkeit der Brücke mit externen Spanngliedern vorzusehen. Dies ist bereits bei der Planung der Brücke detailliert zu berücksichtigen. Hierfür sind im Hohlkasten je Stegseite entsprechende Leerrohre einzubauen, durch die ggf. zusätzliche externe Spannglieder geführt werden können. Bei der Mischbauweise ist generell der nachträgliche Einbau von mehreren externen Spanngliedern vorzuhalten, für die auch eine umgelenkte Spanngliedführung ermöglicht werden muss.

Die externen Spannglieder dürfen an sämtlichen Austrittsstellen nicht anliegen. Es sind daher trompetenförmige Aufweitungen vorzusehen. Anker- und Umlenkelemente sowie Durchführungen sind so auszubilden, dass zusätzlich zum planmäßigen Umlenkwinkel eine allseitige Toleranz von etwa $\pm 3^\circ$ vorgehalten wird. Bei Durchführungen ist ein planmäßiger Umlenkwinkel von 0° anzusetzen. Durch die genannten Toleranzen sollen denkbare Knickstellen im Spanngliedverlauf verhindert werden, die an den Sattelrändern durch Ungenauigkeiten beim Einbau und Einmessen der Umlenkstellen hervorgerufen werden könnten. Der ordnungsgemäße Einbau der Anker- und Umlenkelemente sowie der Durchführungen ist unmittelbar nach deren Herstellung durch geeignete Maßnahmen zu kontrollieren. Hierfür bietet sich z.B. die so genannte „Schnurmethode“ an, bei der ein Draht fortlaufend durch alle Anker- und Umlenkelemente sowie Durchführungen geführt und gespannt wird. Es hat sich in der Vergangenheit leider des Öfteren gezeigt, dass ein Vorhaltemaß von $\pm 3^\circ$ nicht ausreicht und die Spannglieder den Sattel mit einem Knick verlassen. Dies kann zu schwerwiegenden Schädigungen der Kunststoffumhüllungen führen, schlimmstenfalls droht sogar der Ausfall des Spannglieds. Auf die Einbaufehlerproblematik wurde bereits hingewiesen [6], Kapitel 7 dieser Arbeit befasst sich ebenfalls mit diesem Thema.

Um induzierte Schwingungen zu vermeiden, sind die externen Spannglieder im Abstand von maximal 35 m zu stützen. Anker- und Umlenkstellen gelten dabei ebenfalls als Unterstützungen. Des Weiteren soll die Länge der externen Spannglieder das Maß von ca. 200 m nicht über-

schreiten. Dadurch wird beim Spannvorgang der maximale Verschiebeweg der externen Spannglieder, der durch Reibung zu Schädigungen der Umhüllungen führen kann, begrenzt.

2.1.5 Aktuelle Entwicklungen

Neueste Entwicklungen der Spannverfahren führten neben den zuvor genannten beiden Bauweisen zu einer dritten zugelassenen Bauweise, die in der Literatur auch als „Neue Mischbauweise“ bezeichnet wird ([96], [62], [57], [40], [41]). Dabei erfolgt die Vorspannung der oberen und unteren Platte einer Brücke mit Hohlkastenquerschnitt durch interne und verbundlose Spannglieder, die auch ein Austauschen und Nachspannen der Zugglieder ermöglichen. Momentan sind zwei solcher Spannverfahren in Deutschland bauaufsichtlich zugelassen ([24], [26]). Als Vorteil dieser Bauweise ist die größere Nutzhöhe der Spannglieder in Bezug auf den Brückenquerschnitt zu nennen.

Um dem Problem der Einbauungenauigkeit an Umlenkstellen bei der nachträglichen Verstärkung von Brücken durch externe Spannglieder begegnen zu können, wurden in jüngster Vergangenheit selbstzentrierende Sattelkonstruktionen entwickelt, welche sich in gewissen Grenzen den Erfordernissen des Spanngliedverlaufs anpassen und zur Reduktion von Reibungsverlusten führen können ([97], [5]). Mit Hilfe eines Gelenkes kann sich das Umlenkrohr beim Einfädeln und Anspannen des Spannglieds verkippen. Dies entspricht im Grunde genommen einer Weiterentwicklung bzw. Wiederauflebung der Ideen von Dischinger, die dieser bei der Bahnbrücke in Aue/Sachsen verwirklichte. Er setzte dort zur Umlenkung der Spannglieder und zum Aufbringen der Vorspannkraft Pendelabstützungen an Querträgern ein, die ebenfalls eine Verkipfung ermöglichten [120]. Über Selbstzentrierungen von Sattelkonstruktionen in Frankreich hatte auch Chaussin berichtet [15].

2.1.6 Zulassungsversuche für externe Spannglieder

2.1.6.1 Bisheriges Vorgehen nach Regelungen gemäß Deutschem Institut für Bautechnik (DIBt) ([18], [52])

Die Richtlinie für die Eignungsprüfung von Spannverfahren für externe Vorspannung des DIBt sieht zwei Versuche vor:

- Prüfung mit großer Umlenkung
- Prüfung mit kleiner Umlenkung

Ziel der Prüfung mit großer Umlenkung ist die Ermittlung des Gleitverhaltens und der Nachweis der Funktionstüchtigkeit und Dauerhaftigkeit des jeweiligen Spannverfahrens. Auch hier wird zwischen den unterschiedlichen Gleitungsarten und dem Vor- und Nachspannen unterschieden. Wenn beispielsweise der Aufbau des externen Spannglieds dazu führt, dass sich bei einem durchzuführenden Nachspannen andere Gleitungsverhältnisse einstellen als beim ursprünglichen Vorspannen, so ist ein zusätzlicher Versuch mit großer Umlenkung erforderlich, bei dem der Ziehweg dem beantragten Dehnweg für das Nachspannen entspricht. Um das Gleitverhalten der Spannglieder von vorneherein weitgehend festzulegen, wird empfohlen, die Umlenkstellen so auszubilden, dass entweder nur die eine oder die andere Gleitungsart auftreten kann. Im Allgemeinen sind allerdings bislang die Gleitverhältnisse von vorneherein nicht eindeutig vorherzusagen.

Ein externes Spannglied, das beim Vorspannen eher eine innere Gleitung und beim Nachspannen in jedem Fall eine äußere Gleitung zeigt, wäre z.B. bei einem mit Mörtel verpressten Spannglied mit Hüllrohr und nackten Litzen als Zuggliedern gegeben. Der Mörtel, der nach dem Vorspannen eingepresst wird, verhindert hier beim Nachspannen eine Verschiebung zwischen Litzen und Hüllrohr, wohingegen beim Vorspannen die Litzen im Hüllrohr frei verschieblich sind. Beim Nachspannen wird das Hüllrohr gemeinsam mit den Litzen und dem darin befindlichen Mörtel gedehnt, wodurch sich auf Grund seiner geringen Zugfestigkeit in bestimmten Abständen Risse im Mörtel bilden. Im Hinblick auf den Korrosionsschutz ist hier ein feines Rissbild mit vielen schmalen Rissen in kürzeren Abständen anzustreben. Die Zugbeanspruchung des Kunststoffhüllrohres wird bei dieser gemeinsamen Dehnung durch Relaxationsprozesse wieder sehr schnell abgebaut.

Bei der Prüfung mit großer Umlenkung ist das Spannglied über ein Umlenkelement mit konstantem Radius zu führen. In Bild 2.5 ist der Versuchsaufbau dargestellt. Der Umlenkradius muss dem beantragten Mindestradius entsprechen. Im Versuch ist dasjenige Spannglied zu testen, bei dem sich aus der Kombination von zulässigem Umlenkradius und Größe der Vorspannkraft die ungünstigste Situation für die Spanngliedumhüllung(en) ergibt. Normalerweise tritt dieser Fall beim größten Spannglied auf. Der Aufbau am Sattel muss in gleicher Art und Weise erfolgen wie in der angestrebten bauaufsichtlichen Zulassung. Der Gesamtumlenkswinkel muss mindestens 14° betragen. In der Regel ergibt sich im Versuch zu beiden Seiten des Sattels die Hälfte des Winkels. Beim Versuch wird das Spannglied stufenweise auf die zulässige Vorspannkraft gespannt und anschließend um 800 mm bezüglich des Sattels verschoben. Während des Verschiebevorgangs sind die Umhüllungen genau zu beobachten und die verschiedenen Gleitungsanteile zu

erfassen. Das Maß von 800 mm entspricht dem Dehnweg, für den ein Spannglied an den Umlenkstellen für den praktischen Einsatz mindestens ausgelegt sein sollte. Diese Verschiebung kann im Versuch durch Anordnung mehrerer Hohlkolbenpressen an beiden Verankerungen erfolgen, die durch gleichzeitiges Nachlassen der Pressen an der einen Verankerung und Erhöhen des Pressenhubs an der anderen Verankerung das Spannglied samt Verankerungen bewegen und so nach und nach über den fest installierten Sattel ziehen. Eine andere Möglichkeit besteht darin, die Lage der Verankerungen nach dem Aufbringen der Oberlast nicht mehr zu verändern und stattdessen den auf einer Gleitbahn zu positionierenden Sattel um den gewünschten Ziehweg von der einen Verankerung in Spanngliedachse in Richtung der anderen Verankerung zu verschieben. Bei dieser Vorgehensweise ändern sich die Winkel zu beiden Seiten des Sattels während der Sattelverschiebung geringfügig. Dies ist beim Versuchsaufbau zu berücksichtigen. Durch die Winkeländerung darf es am Sattelrand zu keinem Knick kommen. Auch muss der Gesamtumlenkwinkel über 14° liegen, so dass an beiden Seiten des Sattels während des gesamten Versuchs mindestens 7° vorhanden sind. Die gegenseitige Verschiebung zwischen Spannglied und Sattel um 800 mm erfolgt in beiden Fällen also unter der Oberlast, was eigentlich nicht der Realität entspricht. Obwohl der Versuch bei Raumtemperatur erfolgt ($20 \pm 5^\circ\text{C}$), soll mit Hilfe der eben genannten verschärften Versuchsbedingung der Temperatureinfluss berücksichtigt und abgegolten werden. Da im tatsächlichen Bauwerk höhere Temperaturen möglich sind [112] und zu einer Erweichung des PE-HD führen können, vergrößern sich dadurch die Beanspruchungen für die Umhüllungen.

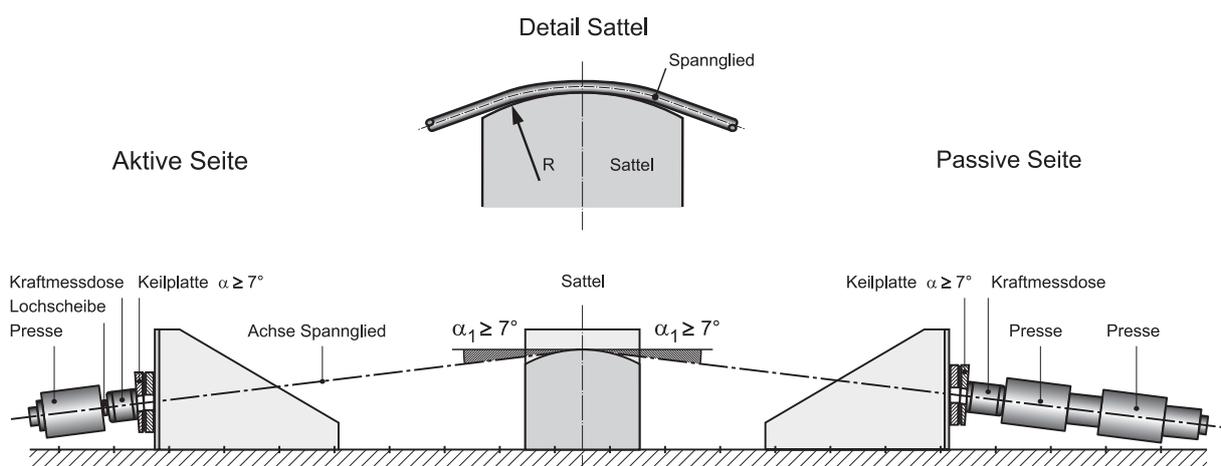


Bild 2.5: Versuchsaufbau für die Prüfung mit großer Umlenkung [18]

Der Versuch mit kleiner Umlenkung stellt einen kombinierten Dauerstands- und Robustheitsnachweis dar. Es wird eine geringfügige Umlenkung ohne Ausbildung eines entsprechenden Umlenkelements aufge-

bracht, vgl. Bild 2.6. Diese Umlenkung kann planmäßig oder ungewollt sein und wird im Versuch durch einen beidseitigen Knick im Spanngliedverlauf um jeweils 2° realisiert. Eine planmäßige Umlenkung liegt dann vor, wenn man im Bauwerk bei kleinen Winkeln bewusst auf einen Umlenksattel verzichten möchte und damit die Robustheit des Spannglieds ausnutzt. Eine ungewollte Umlenkung stellt sich z.B. ein, wenn das Spannglied unplanmäßig an einer Durchführung anliegt und dort geringfügig seine Richtung ändert. Der Prüfkörper für den Versuch muss mindestens 700 mm lang sein. Die beiden Knickstellen werden jeweils durch ein Stahlstück gebildet, dessen Kante mit einem Radius von 5 mm ausgerundet ist.

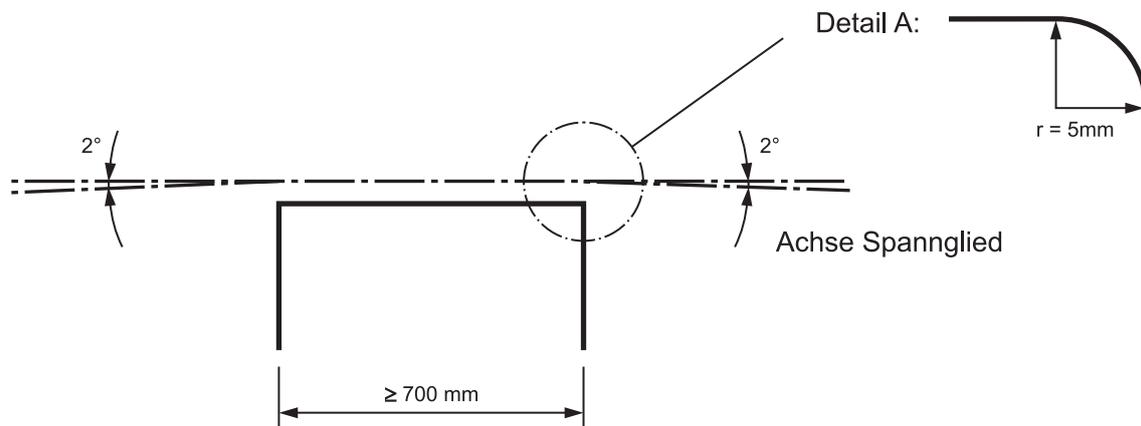


Bild 2.6: Versuchsaufbau für die Prüfung mit kleiner Umlenkung [18]

Unterfütterungen oder Gleitschichten sind nur zulässig, wenn in der bauaufsichtlichen Zulassung des entsprechenden Spannverfahrens diese Elemente genau definiert werden und dann folglich immer in solchen Umlenkstellen anzuordnen sind. Auch bei diesem Versuch erfolgt unter der Oberlast eine Verschiebung des Spannglieds um mindestens 800 mm.

Sowohl beim Versuch mit großer als auch mit kleiner Umlenkung wird nach einer 21-tägigen Standzeit die Vorspannkraft allmählich abgelassen und die Funktionstüchtigkeit des Korrosionsschutzsystems genau untersucht. An keiner Stelle des Hüllrohres darf Korrosionsschutzmasse heraustreten. Sollten beim betreffenden Spannverfahren Monolitzen eingesetzt werden, so müssen die Restwandstärken der Monohüllen mindestens 1,0 mm bzw. die Hälfte der Ausgangswandstärke betragen, wobei der ungünstigere Wert maßgebend ist. Die äußere PE-HD-Hülle muss eine Restwandstärke von mindestens 2,0 mm bzw. 75 % der Ausgangswandstärke aufweisen. Auch hier ist der ungünstigere Wert maßgebend. Es wird eindeutig darauf hingewiesen, dass bei der Ermittlung der Restwandstärken immer vom absoluten Minimalwert auszugehen ist, von dem die oben genannten Bedingungen zu erfüllen sind. Eine

statistische Auswertung unter Zuhilfenahme von Fraktilwerten ist nicht vorgesehen.

2.1.6.2 Aktuelles Versuchsprogramm gemäß European Organisation of Technical Approvals (EOTA) [42]

In der europäischen Prüfrichtlinie für Spannverfahren, ETAG 013 [42], wird zunächst eine Unterteilung in die Spanngliedtypen „interne Spannglieder mit Verbund“, „interne Spannglieder ohne Verbund“ sowie „externe Spannglieder“ vorgenommen. Des Weiteren werden z.B. für interne und externe Spannglieder optionale Nutzungskategorien, welche über die grundlegenden Spanngliedtypen hinausgehen, angeboten. Dies betrifft bei externen Spanngliedern zum Beispiel eine Austauschbarkeit und Nachspannbarkeit. Das Versuchsprogramm mit Versuchsdurchführung sowie die zu erfüllenden Kriterien richten sich zunächst nach dem Spanngliedtyp, aber schließlich auch nach den gewünschten optionalen Eigenschaften des Spannglieds. Es wird grundsätzlich darauf hingewiesen, dass die entsprechenden Versuche auch entfallen können, wenn eine Beurteilung des Spanngliedsystems auf Grund von Erfahrungen als ausreichend erachtet wird. Im Folgenden wird lediglich auf die besonderen Versuche eingegangen, die speziell bei externen Spanngliedern durchzuführen sind. Es sind dies:

- Statische Belastungsprüfung mit Umlenksattel
- Prüfung des umgelenkten Spannglieds
- Prüfung des umgelenkten Spannglieds, indem ein Nachspannen simuliert wird
- Zusammenbau-, Einbau-, Spannprüfung, ggf. mit Verpressprüfung
- Versuchsweises Ersetzen des Spannglieds

Innerhalb der ETAG 013 wird genau angegeben, mit welcher Spanngliedgröße (klein, mittel oder groß) eines Spannverfahrens sowie ggf. wie viele Versuche mit dem jeweiligen Spannglied durchzuführen sind.

Die statische Belastungsprüfung mit Umlenksattel ist erforderlich, falls die Mindestkrümmungsradien nicht mit den Vorgaben aus ENV 1992-1-5 [29] übereinstimmen. Bei diesem Versuch wird das externe Spannglied über einen prismatischen Betonkörper geführt, der groß genug ist, um den Umlenksattel des Spannglieds für einen Spanngliedumlenk Winkel von 10° und einen festgelegten Mindestradius der Spanngliedkrümmung am Umlenksattel auszubilden, vgl. Bild 2.7. Nach einem leichten Straffen wird das Spannglied in den Schritten 20 %, 40 %, 60 % und 80 % der

charakteristischen Zugfestigkeit der Zugglieder vorgespannt. Bei jeder Laststufe sind die Zugglieder relativ zum Umlenksattel zu bewegen, um die Bewegungen durch die Dehnung der Zugglieder zu simulieren. Der Gesamtweg darf nicht kleiner als 800 mm sein. Das Spannglied wird eine Stunde lang unter der Laststufe von 80 % stehen gelassen, ehe die Vorspannkraft auf 70 % gesenkt wird. Anschließend erfolgt unter dieser Last ggf. die Verpressung des Spannglieds im Sattelbereich. Nachdem der Verpressmörtel seine festgelegte Mindestfestigkeit erreicht hat, wird die Kraft im Spannglied mit einer maximalen Dehnungsgeschwindigkeit von 0,002 pro Minute bis zum Versagen gesteigert. Es handelt sich hierbei also um einen statischen Bruchversuch mit einem umgelenkten externen Spannglied, der so nach DIBt-Regelungen nicht durchzuführen war. Als Annahmekriterium für einen erfolgreichen Versuch darf die Bruchlast nicht kleiner als 95 % der tatsächlichen Festigkeit bzw. nicht kleiner als 95 % der angegebenen charakteristischen Festigkeit der Zugglieder sein. Des Weiteren muss die Gesamtdehnung des Spannglieds in der freien Länge bei der gemessenen Höchstlast mindestens 2 % betragen. Ferner muss das Versagen durch Bruch der Zugglieder erfolgen und darf nicht durch ein Versagen von Bestandteilen des Umlenksattels herbeigeführt werden.

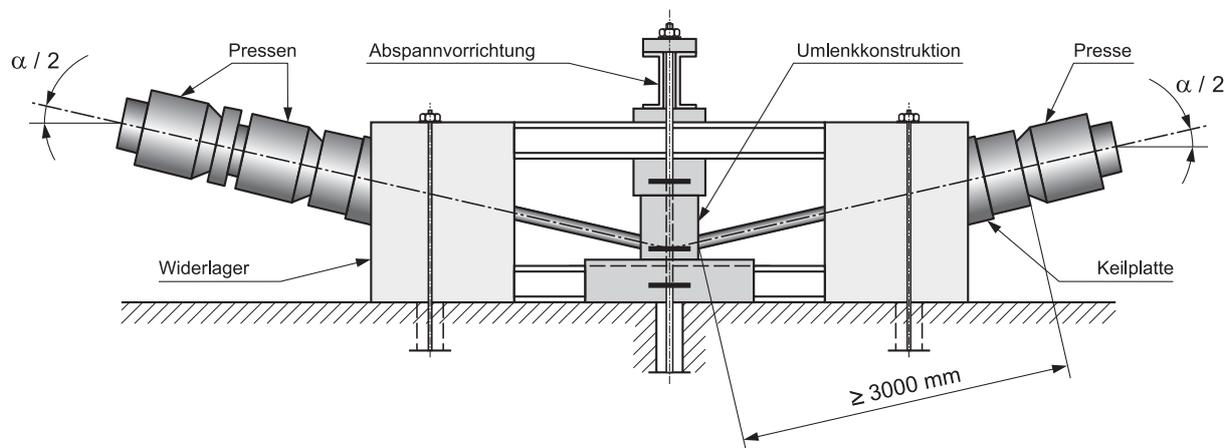


Bild 2.7: Versuchsaufbau für einen statischen Umlenkversuch nach ETAG 013 [42]

Die Prüfung des umgelenkten Spannglieds entspricht dem Vorgehen nach DIBt. Daher wird hier nicht mehr gesondert darauf eingegangen. Es werden hier ebenfalls der Versuch mit großer Umlenkung (Umlenkversuch mit großem Ziehweg) sowie der Versuch mit kleiner Umlenkung (Umlenkung über eine scharfe Kante) angegeben. Wie bereits erwähnt, wird hier allerdings eine Unterscheidung vorgenommen zwischen nicht nachspannbaren und nachspannbaren externen Spanngliedern. Wenn kein Nachspannen möglich sein soll, reicht als Annahmekriterium eine Restwandstärke von 0,8 mm bzw. 50 % der Ausgangswandstärke der

Spanngliedumhüllungen (Monohüllen und Hüllrohr). Sollte bei dem externen Spannglied ein Nachspannen erforderlich bzw. möglich sein, was dem Normalfall entspricht, so muss die Restwandstärke der Monohüllen genau wie beim Vorgehen nach DIBt mindestens 1,0 mm bzw. 50 % der Ausgangswandstärke betragen. Beim Hüllrohr wird ebenfalls ein Grenzwert von mindestens 2 mm bzw. 75 % der Ausgangswandstärke angegeben.

In der ETAG 013 werden zwei weitere erforderliche Versuche für externe Spannverfahren genannt, mit denen die Durchführbarkeit bzw. Zuverlässigkeit des Einbaus erprobt und festgestellt werden soll. Bei der so genannten Zusammenbau-/Einbau-/Spannprüfung ist ein 30 m langer und 1,5 m hoher prismatischer Balken aus Stahlbeton herzustellen, mit dem ein Endfeld und der Teil eines Innenfeldes eines Durchlaufträgers dargestellt werden soll, vgl. Bild 2.8.

Die Spanngliedachse wird durch einen trapezförmigen Verlauf durch die Verankerung im Endfeld, zwei Tiefpunkten in den Drittelpunkten im Endfeld, dem Hochpunkt an der fiktiven Unterstützung zwischen den beiden Feldern und einer Endverankerung definiert. Jeder Spanngliedumlenkpunkt wird, wie in der jeweiligen bauaufsichtlichen Zulassung festgelegt, durch einen Umlenksattel mit dem festgelegten Mindestradius gebildet. Die Umlenksättel müssen beabsichtigte Ausrichtungsabweichungen gemäß der festgelegten Grenzwerte aufweisen; dies entspricht einer allseitigen trompetenförmigen Aufweitung an den Sattelrändern. Die Umlenksättel sollten vornehmlich als Halbschalen ausgebildet werden, so dass man bei einer ggf. durchzuführenden Mörtelverpressung diese Bereiche einfacher überprüfen kann. Sobald der Beton ausreichend erhärtet ist und die Zugglieder eingebaut sind, wird das Spannglied stufenweise bis zur maximalen Kraft vorgespannt. Es sind an beiden Spanngliedenden Spannpressen vorzusehen, es wird jedoch nur eine Spannpressen aktiv zum Spannen des Spannglieds verwendet. Die andere Presse dient zum Messen der Kraft. Das Spannglied wird nun vollständig entspannt und dann wieder schrittweise vorgespannt, dieses Mal aber vom anderen Ende aus als beim ersten Spannvorgang. Anschließend wird das Spannglied verankert. Unter anderem sind Einbau, Spannen, Entspannen und erneutes Spannen des Spannglieds genau zu dokumentieren. Nach Ende des Prüfverfahrens müssen die Verankerungsteile an den Spanngliedenden inspiziert werden.

Sollte eine Verpressung erforderlich sein, so ist diese Prüfung ebenfalls am beschriebenen Prüfkörper und dem eingebauten Spannglied nach dem Vorspannen durchzuführen. Zur Überprüfung des Verpressmörtels ist das Hüllrohr zu öffnen. Unter anderem sind Lage und Ausrichtung der Zugglieder in jedem Abschnitt sowie Lage und Abmessungen etwaiger Hohlräume im Verpressmörtel zu dokumentieren. Konsis-

tenz und Farbe des Verpressmörtels sind in jedem Abschnitt aufzuzeichnen. Auch müssen Witterungsbedingungen und die Lufttemperatur während des Verpressens und Abbindens dokumentiert werden.

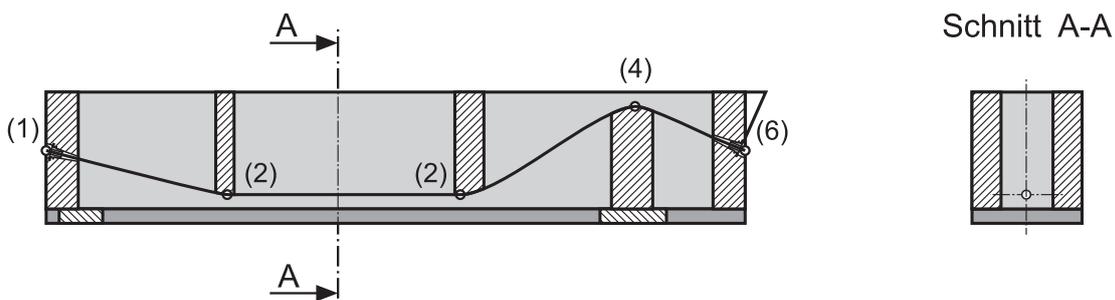
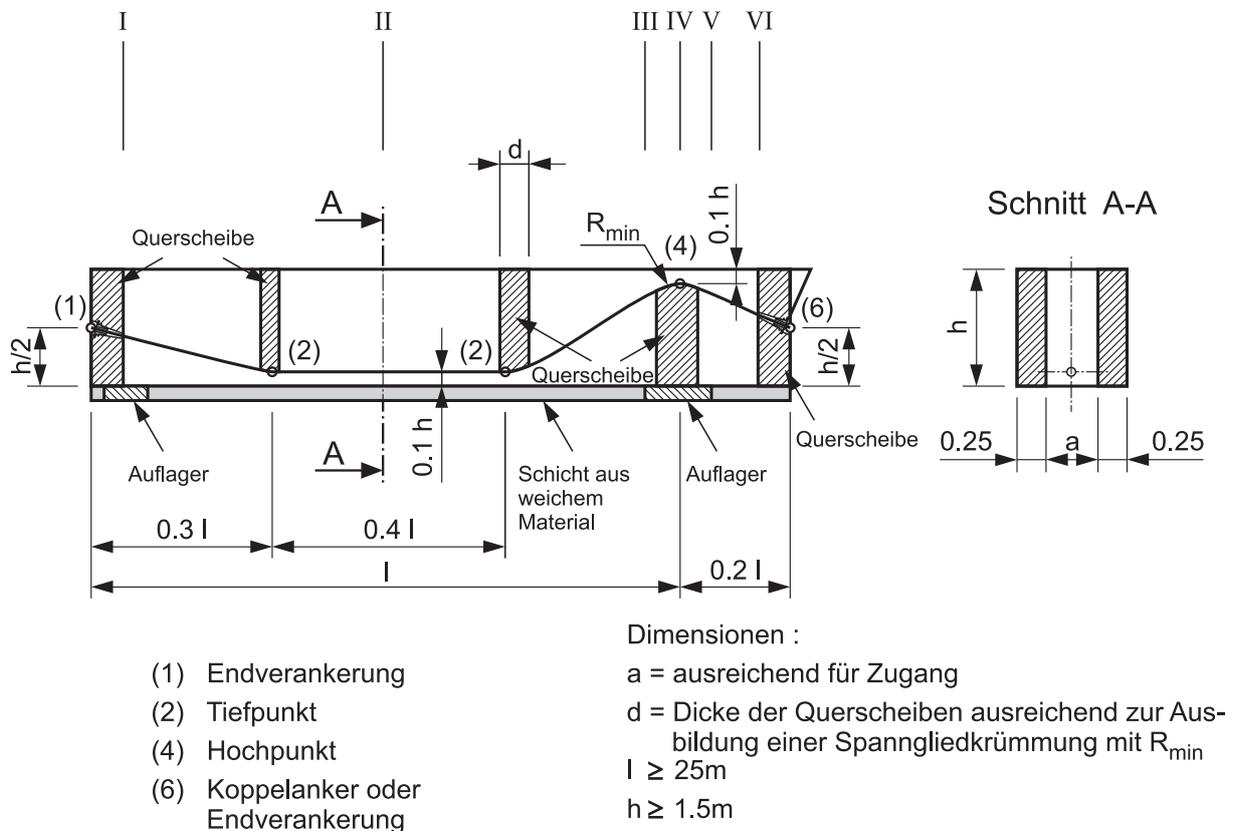


Bild 2.8: Versuchskörper für einen Einbauversuch gemäß ETAG 013 [42]

Als letzte Prüfung schreibt die ETAG 013 schließlich noch das versuchsweise Ersetzen eines Spannglieds vor. Hierfür wird ein Spannglied in ein Betonprisma eingebaut, das sich unter anderem aus zwei Prüfkörpern für eine Lastübertragungsprüfung zusammensetzt, vgl. Bild 2.9.

Die Lastübertragungsprüfung entspricht dem so genannten Ankerkörper-Beton-Versuch, der unter anderem zur Ermittlung der Rissbreiten im Spaltzugbereich und zur Ermittlung der Grenztragfähigkeit des einbetonierten Verankerungsbereiches dient; auf diesen Versuch wird hier nicht

weiter eingegangen, da er im Grunde genommen für externe Spannglieder abgesehen von unter Umständen größeren notwendigen Aussparungskörpern im Verankerungsbereich keine Besonderheit im Vergleich zu Spanngliedern mit nachträglichem Verbund darstellt.

Die beiden Prüfkörper für eine Lastübertragungsprüfung müssen jeweils mindestens 1 m lang sein und alle Bestandteile der Spanngliedverankerung enthalten. Die Gesamtlänge des Prüfkörpers muss mindestens 4 m betragen. Im mittleren Bereich des so zusammengesetzten Prüfkörpers muss durch eine Art Fenster das Hüllrohr zugänglich sein, um die Zugglieder später durchtrennen zu können. Nach dem Einbau des Spannglieds wird die Kraft in den Zuggliedern schrittweise auf 80 % der charakteristischen Vorspannkraft gesteigert. Anschließend wird das Spannglied, sofern dies vorgesehen ist, verpresst. Nach einer Standzeit von sieben Tagen werden die Zugglieder des externen Spannglieds am Fenster durchtrennt und das Spannglied aus dem Prüfkörper entfernt. Die Zugglieder werden anschließend durch austauschbare interne Spannglieder (Monolitzen) ersetzt. Unter anderem ist die chronologische Reihenfolge von Einbau, Spannen, ggf. Verpressen, Durchtrennen und Entfernen des Spannglieds genau zu dokumentieren. Auch sind die Mittel, die zum Entfernen des Spannglieds aus dem Prüfkörper angewendet wurden, anzugeben. Etwaige Schwierigkeiten beim Entfernen der Zugglieder sind zu benennen.

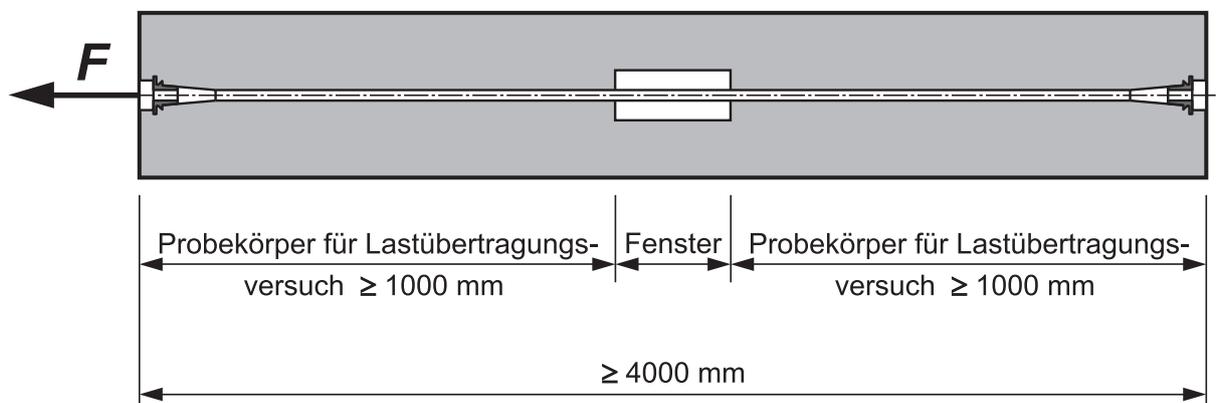


Bild 2.9: Versuchskörper für einen Spanngliedaustauschversuch gemäß ETAG 013 [42]

Die hier dargestellten Versuche zeigen, dass ein sehr großer Aufwand erforderlich ist, um für ein neu entwickeltes externes Spannverfahren eine bauaufsichtliche Zulassung zu erlangen. Man sollte hier allerdings noch einmal darauf hinweisen, dass diese Versuche nicht immer zwingend durchgeführt werden müssen. In den meisten Fällen verfügen die Spannverfahrenshersteller über ausreichende Erfahrung und die neu entwickelten Spannverfahren bauen auf den bisherigen Entwicklungen auf,

so dass auf die positiven Erfahrungen zurückgegriffen werden kann und sich der Aufwand entsprechend verringert.

2.1.7 Untersuchungen an anderen Universitäten

Die Dauerhaftigkeit externer Spannglieder war bereits Gegenstand verschiedener Forschungsuntersuchungen an anderen Universitäten, auf die im Folgenden eingegangen werden soll. Dabei stand vor allem die Restwandstärke der Kunststoffumhüllungen bei verschiedenen Gleitvorgängen und bei Variation unterschiedlicher Randbedingungen im Mittelpunkt.

2.1.7.1 Dauerhaftigkeit von Polyethylenschutzhüllen bei unterschiedlichen Gleitvorgängen und wechselnden Beanspruchungszuständen an Umlenkstellen, RWTH Aachen: Untersuchungen von Hegger, Cordes, Neuser, Peters und Schmitz ([58], [90], [59], [61], [60])

Im Rahmen eines vom DIBt geförderten Forschungsvorhabens wurden an der RWTH Aachen anhand einer Kleinmodellversuchsanlage unterschiedliche Parameter untersucht, die einen Einfluss auf die Restwandstärke der Umhüllungen externer Spannglieder bei unterschiedlichen Gleitvorgängen haben können, vgl. ([58], [90], [59]). Untersucht wurde sowohl eine innere als auch eine äußere Gleitung. Zum Einsatz kamen Spannglieder mit einem bandartigen Querschnitt und solche, die als Zugglieder Drähte verwenden. Die gewählten Parameter in den Versuchen waren die folgenden:

- Größe der Umlenkpressung
- Dicke der PE-Ummantelung
- PE-Unterlagen unterschiedlicher Dicke
- Querdehnungsbehinderung der Spannglieder
- Zwickelverfüllung
- Innere/Äußere Gleitung
- Langzeitverhalten
- Spannlitzen/Spanndrähte
- Temperatur

- Ziehen über eine Kante

Da bei der äußeren Gleitung keine Relativverschiebungen zwischen den einzelnen Schichten eines externen Spannglieds auftreten, wurde in den Versuchen mit äußerer Gleitung auf eine Verschiebung des Spannglieds verzichtet und stattdessen lediglich ein Querdruck auf die Spanngliedprobe aufgebracht, welcher die Umlenkpressung aus dem jeweils gewählten Umlenkradius simulierte.

Das Eindruckverhalten konnte anhand der Versuche mit äußerer Gleitung in vier Phasen unterteilt werden. In der Initialisierungsphase verändert sich die punktförmige Kraftübertragungsfläche allmählich in linienartige Riefen, die Steifigkeit steigt dadurch mit größerer Belastung an. In der sich anschließenden Kompressionsphase kommt es zu einer Verformungssteigerung, es findet eine viskoelastisch-plastische Zusammendrückung statt. Bei der Scherphase tritt neben den Einzeldrähten eine Scherbeanspruchung auf. Schließlich findet nach Abschluss der Belastungsphase in der so genannten Kriechphase durch das viskoelastische Materialverhalten eine weitere Verformungszunahme statt.

Gemäß den Untersuchungen bestimmt der gewählte Umlenkradius und damit die herrschende Querpressung maßgebend die Restwandstärke. Eine durchgeführte Regressionsanalyse zeigte eine leicht überproportionale Abnahme der Restwanddicke bei Verringerung des Umlenkradius, d.h. Vergrößerung der Querpressung, vgl. hierzu auch Bild 2.4.

Falls zwischen Spannband und Auflagersattel Unterlagen aus Polyethylen vorgesehen werden, wirken sich diese positiv auf die Restwanddicken der inneren und äußeren Schutzhülle aus. Durch Muldenbildung kann sich die Auflagerfläche der Litzendrähte vergrößern. Der positive Einfluss nimmt aber unterproportional mit der Dicke der Unterlage zu.

Was die innere Gleitung betrifft, so sind beim Verlassen des gebildeten „Litzenbettes“ zwei verschiedene Mechanismen möglich, vgl. auch Abschnitt 2.1.3. Die Litzen können sich bei der Gleitung schraubenartig verdrehen. Dabei bilden die Seitenwände der Riefen den Widerstand gegen das sich bildende Torsionsmoment der Litzen. Mit zunehmender Drehverformung wächst der Drehwiderstand der Litze an, bis keine weitere Verformung möglich ist und die Litze durch die Riefenspuren walkt. Der Torsionswiderstand der Litzen ist dabei abhängig von der Größe der Vorspannung sowie der Spanngliedlänge. Können die seitlichen Riefen das durch die Verdrehung erzeugte Moment der Litze nicht aufnehmen, so dreht die Litze ruckartig in den Ausgangszustand zurück. Hierbei kann es zu Faltungen und Verformungen der Monolitzenmäntel kommen, welche die Restwanddicke erheblich beeinflussen. Eine andere Bewegungsmöglichkeit stellt das seitliche Abgleiten der Litzen dar.

Dabei wird die Verdrehung der Litzen behindert, die Litzen walken durch die Riefen und es entsteht eine Abrasion des Polyethylens sowie eine Umformung. Die ehemals tiefen, klar geschnittenen Riefen werden teilweise geglättet und weisen z.T. höhere Restwanddicken auf als vor der Verschiebung. Die unten liegenden, die Kraft übertragenden Litzenstränge besitzen eine zur Verschieberichtung abweichende Orientierung. Beim Vorschub wirken sie wie Schlittenkufen und erzeugen ein seitliches Verschieben der Litzen, sofern dieses nicht behindert wird. Ein Polyethylenabtrag wurde erst im Fettabstrich nach Beendigung des Versuchs sichtbar. Insgesamt erschien der Anteil an Abrasion an der Verringerung der Restwanddicke geringfügig im Verhältnis zum Einfluss der Eindrückungen.

Die Art der Gleitung (innere Gleitung/äußere Gleitung) besitzt bei den bandartigen Spanngliedern nur einen geringen Einfluss auf den Mittelwert der Restwanddicken, wohingegen die Streuungen in Abhängigkeit vom Umlenkradius bei innerer Gleitung zunehmen. Durch innere Gleitung werden die Polyethylen-Ummantelungen von externen Spanngliedern stärkeren Beanspruchungen ausgesetzt, als dies bei äußerer Gleitung der Fall ist. In den Zulassungsversuchen sind jeweils die kleinsten auftretenden Wandstärken zu ermitteln. Diese Werte entscheiden schließlich über einen bestandenen oder nicht bestandenen Zulassungsversuch. Daher ist eine äußere Gleitung anzustreben.

Mit Hilfe der Erkenntnisse aus den durchgeführten Untersuchungen werden interessante Vorschläge und Hinweise für die Baupraxis gegeben. Demnach können die Restwanddicken vor allem durch eine flächigere Auflagerung der Litzenstränge (z.B. durch Kompaktierung der Litze) sowie durch einen größeren Umlenkradius positiv beeinflusst werden. Weiterhin kann versucht werden, einen Teil der für die Kraftübertragung notwendigen Eindrückungen von der inneren Schutzhülle auf die äußere Schutzhülle zu übertragen. Dies kann beispielsweise geschehen, indem die innere Schutzhülle aus einem härteren Polyethylenmaterial gebildet wird als die äußeren Schutzhüllen.

Übermäßige Eindrückungen der Litzen im Inneren des Spannglieds lassen sich durch Riefenbildung oder durch eine übermäßige Verbreiterung der äußeren Schutzhülle mit bloßem Auge erkennen. Die Dauerhaftigkeit von eingebauten externen Spanngliedern kann daher in Zweifelsfällen durch einen erfahrenen Gutachter beurteilt werden, ohne den Korrosionsschutz der Spannglieder zu beschädigen.

In einem weiteren vom DIBt geförderten Forschungsvorhaben wurde der Einfluss von wechselnden Beanspruchungszuständen aus Temperatur und geringen Relativverschiebungen an den Umlenkstellen untersucht, vgl. ([61], [60]).

Die Versuche wurden in der gleichen Kleinmodellversuchsanlage wie beim soeben beschriebenen Forschungsvorhaben mit Spannbändern durchgeführt. Zunächst wird dabei auf den Werkstoff Polyethylen eingegangen, wobei ein Hinweis auf die Temperaturabhängigkeit des Materialverhaltens erfolgt. Demnach ist unterhalb von $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ mit einer Versprödung des Materials zu rechnen. Mit steigender Temperatur wird PE-HD weicher. Da sich der hauptsächliche Einsatzort von externen Spanngliedern in Hohlkästen von Brücken befindet und dort gemäß Specht und Fouad [112] Innentemperaturen von unter $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ nicht zu erwarten sind, ist mit keiner Versprödung des Materials zu rechnen. Die Untersuchungen zeigen weiter, dass ab einer Bauteildicke von 20 cm mit Innentemperaturen im Hohlkasten von höchstens $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ zu rechnen ist. Weitere Einflussparameter für die Höchsttemperaturen in Hohlkastenbrücken sind demnach die Dicke des Belags und eine eventuell vorhandene Stegbeschattung. Es wird darauf hingewiesen, dass für die Dauerhaftigkeit der Spannglieder wegen der mit steigender Temperatur abnehmenden Steifigkeit und Festigkeit der PE-Umhüllungen die Höchsttemperatur maßgebend wird.

Die Temperaturversuche erfolgten zwischen $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ an 20 cm langen, nicht vorgespannten Spanngliedproben. Es fand dabei keine Verschiebung, d.h. keine Gleitung der Proben statt. Die Formstabilität der nicht vorgespannten Litzen wurde durch Einfädelhülsen gewährleistet, die über die Enden der Litzen geschoben wurden. Ohne diese Hülsen hätte die Gefahr einer Auffächerung der Litzen unter der Querdruckbeanspruchung bestanden. Die Belastungsdauer lag zwischen 10 Minuten und 64 Stunden. Gemäß der Untersuchungen der RWTH Aachen kann für das zeitabhängige Materialverhalten des PE-HD unter gleich bleibender Belastung und konstanter Temperatur davon ausgegangen werden, dass innerhalb der ersten 24 Stunden über 95% der Verformungen, die nach drei Wochen gemessen wurden, abgeschlossen sind. Eine Temperaturerhöhung von $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ bewirkt eine etwa 10% geringere Restwanddicke der inneren Schutzhülle. Ein überproportionaler Einfluss der Temperatur in Abhängigkeit von der Umlenkpressung ist nicht zu erkennen. Dieses Verhalten war zu erwarten, da sich die Berührflächen zwischen Litze und PE-Ummantelung bei zunehmender Eindrückung vergrößern und damit die Druckspannung in den Kontaktflächen bei gleich bleibender Umlenkkraft abnimmt. Außerdem vermindern Relaxationseffekte die Beanspruchungen des PE-Mantels. Versuche mit wechselnden Temperaturverläufen zeigten, dass die Restwanddicken der PE-Schutzhüllen ausschließlich von der Dauer der höchsten eingestellten Temperatur abhängig sind. Für die Beanspruchung von externen Spanngliedern in Brückenbauwerken ist demnach die Dauer der absolut höchsten auftretenden Temperatur entscheidend.

Darüber hinaus wurden Versuche mit zyklischer Beanspruchung durchgeführt. Obwohl die Spannungsamplitude von externen Spanngliedern unter wechselnder Beanspruchung gering ist, können minimale Relativverschiebungen zwischen Spannlitzen und Korrosionsschutzhüllen auftreten. Eibl et al. berichten in [37] darüber, dass sich die Reibung von externen Spanngliedern an Umlenkstellen unter wechselnden Lasten vergrößert, was eine Umformung der Polyethylenhülle in diesem Bereich voraussetzt. Die Größe der Relativverschiebungen und die Art der Gleitung sind abhängig von der Brückengeometrie, der Anordnung der Spannglieder, der Verkehrsbelastung und den Reibungsbeiwerten für Verschiebungen zwischen Litzen und PE-Ummantelung. Mit dem Versuchsaufbau an der RWTH Aachen wurde der Grenzfall einer vollständigen inneren Gleitung untersucht, da dieser die maximale Beanspruchung des Korrosionsschutzes darstellt. In den Versuchen zeigte sich, dass die Restwanddicken der inneren Schutzhüllen schon bei geringen Relativverschiebungen erheblich reduziert werden. Mit zunehmender Relativverschiebung vergrößert sich die Beanspruchung, wie auch mit zunehmender Lastwechselzahl und zunehmender Umlenkpressung. Bei einem Teil der Versuche verursachte die Relativverschiebung ein Verklemmen der Litze im umgebenden PE-Mantel, so dass die Schutzhülle der auf die Litzen aufgetragenen Verschiebung folgte und kein Schlupf mehr zwischen Litze und PE-Schutzhülle auftrat. Dies erklärt auch die von Eibl et al. in [37] festgestellte Zunahme des Reibungsbeiwertes. Das die Litzen umgebende Korrosionsschutzfett war nach der dynamischen Belastung deutlich sichtbar schwarz gefärbt. Die Reduzierung der Restwanddicke ist daher auf Abrasion des Polyethylens zurückzuführen. Die äußeren Schutzhüllen ohne direkten Kontakt zum Litzendraht wurden durch die zyklische Beanspruchung nicht zusätzlich geschwächt.

Es werden Untersuchungen zum Korrosionsschutzverhalten von beanspruchten PE-HD-Schutzhüllen in Abhängigkeit von den vorhandenen Restwanddicken empfohlen. In Verbindung mit den Untersuchungen an Spanngliedern, die sich über mehrere Jahre in einem Bauwerk befanden, könnte damit die im Zulassungsversuch zu erzielende Restwanddicke der Schutzhüllen an den im Bauwerk erforderlichen Korrosionsschutz kalibriert werden.

2.1.7.2 Reibung und Verschleiß von Polyethylen bei externen Bandspanngliedern an Umlenkstellen sowie Auswirkungen einer zweiaxialen Umlenkung von Bandspanngliedern, TU München: Untersuchungen von Zilch und Weiher ([126], [127], [134])

An der TU München wurde ebenfalls die Dauerhaftigkeit externer Spannglieder untersucht. Dabei sollte der Einfluss der Parameter Umlenkpressung, Litzenform, Gleitverhältnisse und Standzeit auf die Güte des Korrosionsschutzes bei bandförmigen Spanngliedern für externe Vorspannung an Umlenkstellen ermittelt werden [126]. Hierfür wurden Versuche mit großer Umlenkung und einem Radius von 4 m sowie Versuche mit kleiner Umlenkung bei einem Knick von 2° durchgeführt, vgl. ([18], [52]). Für die Versuche wurden die drei derzeit bauaufsichtlich zugelassenen externen Bandspannglieder verwendet ([28], [21], [25]). Die Versuche fanden gemäß der Festlegungen über eine Standzeit von 21 Tagen statt, nachdem zuvor eine Verschiebung (Gleitung) um 80 cm erfolgt war. Zur Erzeugung von innerer Gleitung wurde die Bewegung der Schutzhüllen an den Umlenkstellen blockiert. Nach Durchführung der Versuche wurde die Restwandstärke der inneren und äußeren Ummantelung gemessen. In den Versuchen zeigte sich, dass die Restwandstärke von mehreren Faktoren abhängt:

- Pressung auf die Ummantelung
- Oberflächenform der Litze (ideeller Außendrehradius)
- Verschub mit innerer Gleitung
- Verschub mit äußerer Gleitung
- Standzeit unter Last

Es wurde festgestellt, dass bei kompaktierten Litzen die verbleibende Restwandstärke größer als bei normalen Litzen ist, die einer gleichen Querpressung unterworfen werden. Dies liegt an der größeren Aufstandsfläche mit geringeren Spitzendruckspannungen zwischen Litze und PE-Mantel. Mit zunehmender Länge der Relativbewegung zwischen Litze und innerer Ummantelung (d.h. bei innerer Gleitung) nimmt auch die Restwandstärke der Monohülle ab. Für die äußere Ummantelung spielt in Bezug auf die Restwandstärke der Anteil an innerer Gleitung dagegen keine Rolle. Weiterhin zeigte sich, dass der Anteil an äußerer Gleitung nur für das direkt am Umlenkpunkt aufliegende Band von Bedeutung ist. Mit zunehmender äußerer Gleitung nimmt hier die Restwandstärke ab. Innerhalb der 21-tägigen Standzeit wurde der zeitabhängige Anteil

der Verformung gemessen. Die Messergebnisse zeigten, dass nach 21 Tagen keine nennenswerten Verformungen mehr zu erwarten sind.

Es erfolgte außerdem eine statistische Auswertung nach der Methode der Schrittweisen Multiplen Linearen Regression, aus der Formeln entwickelt wurden, mit deren Hilfe die zu erwartende Restwandstärke der inneren und äußeren Ummantelung berechnet werden kann. Allerdings erfolgt ein Hinweis darauf, dass bei Anwendung der entwickelten Formeln eine deutliche Diskrepanz im Bereich sehr kleiner Wandstärken erkennbar ist. Im Versuch sind an diesen Stellen die Mäntel äußerst hohen lokalen Beanspruchungen ausgesetzt. Diese führen zu Nichtlinearitäten, die durch dieses Modell nicht erfasst werden. Vor allem bei den Mänteln, die direkt an der Umlenkstelle aufliegen, haben die Gleitverhältnisse höheren Einfluss auf die Verschleißrate, vgl. [126].

In einer weiteren Untersuchung an der TU München wurde der Frage nachgegangen, welchen Einfluss eine zweiachiale Umlenkung von bandartigen externen Spanngliedern auf die Restwandstärke der Umhüllungen hat. Dieses Forschungsvorhaben wurde vom DIBt gefördert, vgl. ([127], [134]). Im Folgenden werden einige Erkenntnisse daraus dargelegt.

Zum Einsatz kamen in diesem Forschungsvorhaben wiederum alle drei derzeit bauaufsichtlich zugelassenen, bandartigen externen Spannglieder ([28], [21], [25]), wobei mit jedem Spanngliedtyp jeweils drei Umlenkversuche durchgeführt wurden:

- Einaxialer Umlenkversuch mit natürlichen Gleitverhältnissen
- Einaxialer Umlenkversuch mit erzwungenem Anteil an innerer Gleitung
- Zweiachialer Umlenkversuch mit natürlichen Gleitverhältnissen

„Natürliche Gleitverhältnisse“ bedeuteten in diesem Fall, dass im Versuch keine Vorkehrungen zur Erzielung einer bestimmten Gleitungsart getroffen wurden. Die innere Gleitung wurde entweder durch Abstreifen mit einem Rost oder mit Hilfe eines Schmirgelgewebes erzeugt, welches zwischen die Bänder gelegt wurde. Die vertikale Umlenkung erfolgte jeweils um 14° bei einem gewählten Umlenkradius von 4,0 m. Die zusätzliche horizontale Umlenkung fand mit einem Radius von 10,0 m bei einem Gesamtumlenkwinkel von 6° statt. Diese horizontale Umlenkung wurde durch Versetzen des Sattels aus der Achse der beiden Spanngliedverankerungen heraus aktiviert.

In den Versuchen mit natürlichen Gleitverhältnissen trat eine innere Gleitung lediglich beim Anspannvorgang und dabei nur bis zum Erreichen von etwa 50 % der Nennfestigkeit auf. Es wird die Vermutung geäußert, dass zwischen Litzen und Umhüllungen eine Art Verbundwirkung

erzeugt wird, die für eine äußere Gleitbewegung des Spannglieds über den Umlenksattel verantwortlich ist. Wurde in den Versuchen eine innere Gleitung erzwungen, so konnte festgestellt werden, dass die Litzen durch die Neigung zur Verbundbildung mit dem PE-HD kurzzeitig am Sattel festsaßen. Die Aufhebung dieses Effektes machte sich durch ein lautes Knallen bemerkbar, wodurch der Verbund ruckartig gelöst wurde.

Was die zweiachiale Umlenkung betrifft, so konnte für die Runddrahtlitzen weder für die innere noch für die äußere Ummantelung ein unterschiedliches Eindrückungsverhalten im Vergleich zu den einachsigen Umlenkversuchen festgestellt werden. Daraus wird die Schlussfolgerung gezogen, dass die zusätzlichen Beanspruchungen aus der horizontalen Umlenkung mit dem relativ großen Radius von 10 m nicht derart groß sind wie ursprünglich angenommen. Weiher [127] geht davon aus, dass bei den Runddrahtlitzen die horizontalen Umlenkkräfte nicht durch Kontaktübertragung zunächst von Litze zu Litze und schließlich in die Seitenfläche des Umlenksattels, sondern für jede Litze einzeln durch Reibung und Verzahnung an Ober- und Unterseite der Litzen über die innere in die äußere Umhüllung eingeleitet werden. Die äußere Ummantelung übt daher die Funktion eines durch die innere Ummantelung gebetteten Druckglieds aus. Dies stellt in Bezug auf die Restwandstärken einen günstigen Effekt dar.

Beim zweiachsialen Umlenkversuch mit dem Spannsystem, welches die kompaktierten Litzen verwendet, trat entgegen der Ergebnisse mit den Runddrahtlitzen im Vergleich zum einachsialen Versuch ein deutlicherer Abfall der Wandstärken der inneren Hüllen auf. Hier scheint der soeben beschriebene Effekt einer Druckstrebenwirkung der äußeren Umhüllung wegen der abgeflachten Oberfläche der Kompaktlitzen nicht möglich zu sein. Allerdings wird hier darauf hingewiesen, dass durch die günstigere Pressungsverteilung für die Monohülle die minimalen Restwandstärken bei den Kompaktlitzen trotz dieser Beobachtungen noch deutlich über denjenigen aus den Versuchen mit Runddrahtlitzen lagen.

Es wird schließlich vorgeschlagen, den Versuchsaufbau und -ablauf von Zulassungsversuchen zu überprüfen. Nach den Untersuchungsergebnissen von Weiher und Zilch ([127], [134]) könnte auf einen Verschiebung mit äußerer Gleitung verzichtet werden, da durch diese Gleitung keine Zusatzbeanspruchungen für die Umhüllungen stattfinden. Innere Gleitung müsse dagegen weiterhin Gegenstand der Zulassungsversuche sein. Ferner wird vorgeschlagen, dass auf Grund der starken Temperaturabhängigkeit des Eindrückverhaltens das Spannglied während der Standzeit einmalig auf einen Wert erwärmt wird, der eine ausreichende Sicherheit gegenüber klimatischen Bedingungen am Umlenksattel gewährleistet, vgl. ([127], [134]).

2.2 Externe Vorspannung in den USA

Bereits Ende der achtziger Jahre des vergangenen Jahrhunderts wurden in den USA die bisherigen Kenntnisse über externe Vorspannung innerhalb einer Art Sachstandsbericht zusammengetragen, vgl. [98]. Die folgenden Ausführungen liegen diesem Bericht zu Grunde.

In den USA wurde die erste Hohlkastenbrücke mit externen Spanngliedern 1980 fertig gestellt. Es handelt sich um die Long Key Bridge in Florida. Seither ist in den USA eine Vielzahl von extern vorgespannten Brücken entstanden, wobei die Brücken meistens in Segmentbauweise realisiert wurden. Externe Spannglieder werden in den USA deswegen als verbundlos angesehen, weil sie über den Großteil ihrer Länge nicht im Verbund mit dem Betonquerschnitt liegen und die Dehnungen in den Spanngliedern unabhängig von den Dehnungen im benachbarten Betonquerschnitt sind.

Der entscheidende Unterschied zu den externen Spanngliedern in Deutschland liegt allerdings in der Ausbildung der Umlenkstellen und dem Aufbau der Spannglieder. In den USA werden die Spannglieder üblicherweise in Kunststoffhüllrohren aus PE-HD verlegt, wobei überwiegend nackte Litzen verwendet werden ([7], [101], [64]). Im Sattelbereich wird dieses Kunststoffhüllrohr an ein einbetoniertes Stahlumlenkrohr angeschlossen. Anschließend erfolgt eine Mörtelverpressung über die gesamte Länge des Spannglieds. Diese übliche Ausführungsart führt dazu, dass das Spannglied nicht ausgetauscht werden kann. Darüber hinaus liegt im Sattelbereich ein Verbund zum Bauwerk vor. Das Umlenkrohr hat den Zweck der Umlenkung und übt gleichzeitig die Funktion des Hüllrohrs im Sattelbereich aus.

Gleitungsproblematiken im Sattelbereich, hervorgerufen durch Relativverschiebungen in unterschiedlichen Grenzschichten, treten nicht auf, da die Gleitung beim Vorspannen grundsätzlich zwischen Litze und Hüllrohr bzw. Umlenkrohr stattfindet. Wohl aber ist auch hier die Problematik von Einbaufehlern im Sattelbereich vorhanden. Geometriefehler bei Umlenkrohren werden in die folgenden drei Gruppen eingeteilt:

- Es wurde ein falscher Biegeradius für das Stahlrohr gewählt.
- Die beiden Rohrenden wurden im Umlenkblock ungenau positioniert.
- Das Rohr wurde fehlerhaft um die Achse am Ein- und Austrittspunkt aus dem Sattel verdreht.

Es sollte darauf geachtet werden, dass das Umlenkrohr beim Betonieren nicht aufschwimmt. Folge von Einbaufehlern sind Knicke am Sattlerand, die zu einem Abplatzen der Betonkante und auch zu einer Biegung

mit Verschleiß und Reiberermüdung des Spannglieds führen können. Um Einbaufehler von Umlenkrohren abzumindern, werden folgende vorsorgliche Maßnahmen vorgeschlagen:

- Verlängerung des Umlenkrohres über den Sattelrand hinaus. Dadurch ist eine Verformung des Rohres bei Bedarf leichter möglich und der Knick wird abgemindert.
- Verwendung eines größeren Umlenkrohres als erforderlich.
- Biegung des Umlenkrohres mit einem kleineren Radius als geometrisch erforderlich.
- Vor dem Betonieren könnte am Sattelrand ein weiches Material unterhalb des Rohres angeordnet werden. Dadurch wird das Rohr im Bereich des unbewehrten Betons abisoliert und der Querdruck zum bewehrten Betonbereich hin verlagert.
- Vorschlag einer Lösung aus Frankreich: Anordnung eines allseitig gebogenen Rohres („Diabolo“), wobei der Radius in allen Richtungen kleiner als erforderlich ist. Das gleiche Rohr kann für alle Umlenkstellen verwendet werden.

Einige dieser Vorschläge erinnern an die Regelungen gemäß der deutschen Richtlinie bzw. des DIN-Fachberichtes 102.

Als problematisch wird ebenfalls die starke Anhäufung von dicht nebeneinander liegenden Umlenkrohren im Sattelbereich erachtet, was zu engen Bewehrungskörben und unzureichender Verdichtungsmöglichkeit des Betons führen kann. Die Betonqualität und -tragfähigkeit wird dadurch stark abgemindert.

Von Powell et al. [98] werden Vor- und Nachteile der möglichen Ausführungsformen der Umlenkstellen angegeben. Zu nennen sind:

- Für einen kleinen Umlenkblock im Übergangsbereich zwischen Bodenplatte und Steg:
 - Die Spannglieder können durch die Neigung der Stege nicht in einer senkrechten Ebene geführt werden.
 - Durch den Betonblock wird nur ein geringes zusätzliches Eigengewicht erzeugt.
 - Die Schalform ist nicht aufwendig und kann für die Betonage eines Segments ohne Sattel einfach abgedeckt werden.
 - Durch das Fehlen von Beton kann sich oberhalb des Umlenkblocks keine Druckstrebe ausbilden, die sich an der Lastabtragung beteiligen könnte.

- Für eine Umlenkkonsole über die gesamte Steghöhe und einen Umlenkrahmen (üblicherweise in U-Form):
 - Die Ausbildung einer Betondruckstrebe, die sich an der Lastabtragung beteiligt, ist möglich.
 - Es liegt ein höherer Schalungsaufwand vor.
 - Es wird ein größeres zusätzliches Eigengewicht erzeugt, das eventuell die Einsparungen auf Grund dünnerer Stege wieder aufzehrt.
 - Bei der Spanngliedführung ergibt sich eine größere Freiheit, da nun die Sattelposition im Querschnitt freier gewählt werden kann.
 - Für nicht umzulenkende Spannglieder müssen in diesem Querschnitt Durchlässe vorgesehen werden.

Mit Großversuchen an Hohlkastensegmentbrücken im Maßstab 1:3 und 1:5 wurde das Tragverhalten der unterschiedlichen Umlenkkonstruktionen untersucht und daraus Bemessungsmodelle für diese Bereiche entwickelt, vgl. [7].

Ähnliche Großversuche wurden in Deutschland von Eibl und Kreuzer [38] mit der Untersuchung von Verankerungsbereichen für externe Spannglieder durchgeführt. Daraus resultierende Bemessungskonzepte wurden von Neuser entwickelt [90].

Bei den Untersuchungen von Beaupre et al. [7] wurden innerhalb der verschiedenen Probekörper unter anderem die Umlenkwinkel in vertikaler und horizontaler Richtung und die Bewehrung in den Umlenkkonsolen variiert. Teilweise wurden epoxidharzbeschichtete Spannglieder oder Bewehrungsstäbe innerhalb des Umlenksattels verwendet. In den Versuchen wurden externe Spannglieder durch Umlenkstellen innerhalb eines Segments geführt und an Widerlagern außerhalb des Segments verankert. Durch gesteuerte Bewegung der Widerlager wurde die Last in den Spanngliedern gesteigert. Die Auswertung der Versuche erfolgte auf unterschiedlichen Wegen. Einerseits wurden vereinfachte Analysemodelle betrachtet, durch welche unterschiedliche Bestandteile der Lastabtragung innerhalb des Umlenkbereichs identifiziert werden konnten. Andererseits wurden Fachwerkmodelle verwendet, mit deren Hilfe der diskontinuierliche Spannungsverlauf in der Umlenkkonsole durch Zug- und Druckkräfte zusammengefasst wurde. Aus diesen Betrachtungsweisen heraus wurden Vorschläge für optimale Bewehrungsführungen für Umlenksattelkonsolen in Hohlkästen entwickelt.

In einem weiteren Forschungsprojekt wurde der Verbund von externen Spanngliedern an Umlenksätteln untersucht, vgl. [101]. Durch die übliche Ausführung der externen Spannglieder in den USA kann es zwischen beiden Seiten eines Sattels zu erheblichen Spannungsunterschieden kommen, die durch den Verbund zwischen Mörtel und Hüllrohr des Sattels sichergestellt werden müssen.

Hier zeigt sich erneut die andere Zielsetzung, die im Vergleich zu Deutschland bzw. Europa mit der externen Vorspannung verfolgt wird. Eine freie Beweglichkeit des Spannglieds am Sattel bzw. eine Austauschbarkeit ist in den USA nicht erwünscht bzw. nicht gefordert.

Gemäß den Untersuchungen von Radloff et al. [101] hängt der Verbundmechanismus des Spannglieds am Sattel von folgenden Faktoren ab:

1. Verhältnis der Querschnittsfläche des Spannstahls zu derjenigen des Hüllrohrs
2. Winkel des Spannglieds und Umlenkwinkel des Hüllrohrs
3. Positionierung des Spannglieds im Hüllrohr (zentral oder an der Wandung)
4. Im Verbund liegende Länge des Spannglieds (= Länge des Sattels)
5. Hüllrohrtyp und Hüllrohroberflächenbeschaffenheit
6. Ordnungsgrad des Spannglieds im Hüllrohr
7. Spannstahlspannung vor dem Verpressen mit Mörtel
8. Art des Mörtels und Mörtelfestigkeit

Es wurde eine Vielzahl von Versuchen mit umgelenkten und nicht umgelenkten Spanngliedern durchgeführt, die jeweils im Verbund lagen. Bei allen Versuchen mit umgelenkten Spanngliedern trat ein Verbundversagen zwischen Litze und umgebendem Mörtel auf. Bei den Versuchen mit geraden Spanngliedern, die in Durchführungen einbetoniert worden waren, trat ein Verbundversagen zwischen Mörtel und Hüllrohr auf. Die Litzen lagen hier auf Grund der fehlenden Umlenkung nicht am Hüllrohr an, so dass die aufsummierte Verbundfläche der Litzen größer war als die Verbundfläche des Hüllrohres.

Die Versuche dienten auch der Klärung, inwieweit durch einen Hilfsverbund zwischen einem geraden Spannglied und einer Durchführung ein noch duktileres Bauteilverhalten erzielt werden kann. Neben Verpressmörtel wurde hier auch der Einsatz von verschiedenen Epoxidharzmischungen untersucht. Die Epoxidharzmischungen zeigten die besten Ergebnisse.

Die Erzielung eines duktileren Bauteilverhaltens war ebenfalls der Gegenstand einer weiteren Forschungsuntersuchung, vgl. [64]. Hierfür wurden Großversuche an Segmentbrückenmodellen durchgeführt, wobei vier Varianten untersucht wurden:

1. Externe Spannglieder wurden nur an einzelnen Umlenkstellen mit dem Hohlkasten verbunden.
2. Externe Spannglieder wurden an allen Umlenkstellen und Durchführungen mit dem Hohlkasten verbunden.
3. Zusätzlich zu 2. wurden noch weitere interne und nicht umgelenkte Spannglieder eingebaut. Diese lagen aber zunächst nicht im Verbund mit dem Bauwerk.
4. Wie 3., jedoch wurde zusätzlich noch Verbund zwischen den internen Spanngliedern und dem Bauwerk hergestellt.

Als Resultat ist nach Hindi et al. [64] eine von 1. zu 4. zunehmende Duktilität und Biegetragfähigkeit zu erkennen. An den Durchführungsstellen wurde der nachträgliche Verbund zwischen externem Spannglied und Bauteil durch Verpressung mit einem Epoxidharz realisiert. Das Kunststoffhüllrohr wurde an diesen Stellen durch ein Stahlhüllrohr ersetzt, welches durch die Durchführungsstelle verlief. Der Hohlraum zwischen Hüllrohr und Durchführungsrohr wurde mit dem Epoxidharz verpresst. Es zeigten sich zunehmende Spannungsunterschiede in den externen Spanngliedern, wodurch die Momentenkapazität deutlich gesteigert werden konnte.

Diese Untersuchungen zeigen, dass die externen Spannglieder in den USA durchaus einen wesentlichen Beitrag zur Erfüllung des Grenzzustands der Tragfähigkeit leisten und auch bewusst hierfür ausgelegt werden, wohingegen in Deutschland das Hauptaugenmerk bei der Anwendung von externen Spanngliedern in der Austauschbarkeit und der Verbesserung des Grenzzustands der Gebrauchstauglichkeit liegt.

2.3 Externe Vorspannung in Frankreich

Zwischen 1982 und 1993 wurden in Frankreich etwa 70 Brücken mit externer Vorspannung errichtet [82]. Das Hauptargument für den Einsatz von externer Vorspannung besteht in Frankreich in der Austauschbarkeit der Spannglieder [122]. Häufig werden diese Spannglieder in der Segmentbauweise eingesetzt [10]. Es wird eine umgelenkte Spanngliedführung angestrebt, wobei die Spannglieder meist nur feldweise angeordnet werden. Durch die Austauschbarkeit der Spannglieder ist eine Gleitung an den Umlenkstellen möglich. Virlogeux stellt hierfür ein Bemessungsmodell vor, mit dem auch verschiedene Grenzbetrachtungen vorgenommen werden [123]:

1. Das Spannglied ist komplett reibungslos.
2. Die Bewegung des Spannglieds am Sattel ist vollkommen unbunden.

Durch eine Gleitung des Spannglieds am Sattel verändert sich die Kraftverteilung entlang des Spannglieds. Virlogeux weist darauf hin, dass für eine exakte Erfassung der Gleitung und damit für eine exakte Ermittlung der tatsächlichen Vorspannkraft die genaue „Lastgeschichte“ für das Bauwerk bekannt sein muss. Eine Gleitung findet nach Virlogeux immer bei einer ganz bestimmten Belastung bzw. Laststellung statt und ist irreversibel. Es wird hier der eingebaute Zustand des Spannglieds nach dem Vorspannen betrachtet. Erst durch weitere Lasten kann es erneut zu Gleitungen kommen. Auf Grund der Komplexität werden in Frankreich bei der üblichen Bemessung die Spannungsschwankungen in den externen Spanngliedern vernachlässigt. Anhand von Vergleichsberechnungen konnte gezeigt werden, dass die Spannungsunterschiede nur gering sind.

In einer Zusammenstellung wurde von der SETRA (= Service d'Etudes Techniques des Routes et Autoroutes) eine übersichtliche Darstellung der externen Vorspannung gegeben, wie sie in Frankreich zum Einsatz kommt, vgl. [108]. Auch hier wird auf die Erfordernisse eines genauen Einbaus der Umlenksättel hingewiesen.

Der gewählte Aufbau eines externen Spannglieds hängt entscheidend davon ab, ob das Spannglied austauschbar sein soll oder nicht. Die wirtschaftlichste und üblichste Lösung für ein nicht austauschbares Spannglied ist ein Spannglied mit nackten Litzen in einem Kunststoffhüllrohr, das im Umlenkbereich an ein gebogenes Stahlrohr angeschlossen wird ([108], [69]). Anschließend erfolgt auf der gesamten Länge eine Mörtelverpressung. Dies entspricht der Lösung, die in den USA favorisiert wird ([7], [101], [64]).

Für ein austauschbares externes Spannglied werden verschiedene Ausführungsmöglichkeiten vorgestellt, vgl. auch ([108], [69], [9]):

- Verwendung von durchgehenden Kunststoffhüllrohren aus PE-HD, die im Sattel- und Verankerungsbereich durch einbetonierte Stahlrohre geführt werden. Dies entspricht dort einer doppelten Umhüllung. Im PE-HD-Hüllrohr befinden sich nackte Litzen, es erfolgt über die gesamte Länge eine Mörtelverpressung. Im Sattelbereich müssen die Eindrückungen der Litzen in den Kunststoff beachtet werden.
- Verwendung eines Kunststoffhüllrohres mit nackten Litzen und Verpressung mit Wachs oder Fett. Im Umlenkbereich wird das Hüllrohr an ein einbetoniertes gebogenes Rohr angeschlossen (einfache Umhüllung!), welches aus Stahl bestehen sollte, da dieses besser zu biegen ist und die Umlenkpressungen besser ertragen kann als ein PE-HD-Rohr. Die Umlenkpressungen der Litzen auf den Sattel sind hier allerdings punktuell größer, da das nachgiebige Verpressmaterial zu keiner weiteren Lastverteilung unterhalb der Litzen führt.
- Verwendung von korrosionsgeschützten (galvanisierten) Zuggliedern, z.B. mit Zinkschichtüberzug. Diese Lösung wird als problematisch angesehen. Ohne zusätzliche Umhüllung ist die Gefahr zu groß, falls es zu einem Spanngliedbruch kommt. Auch ist die Dicke der Überzugschicht nicht einfach zu kontrollieren bzw. nicht ausreichend genau zu realisieren (zu dick oder zu dünn).
- Verwendung von Monolitzen in einem Kunststoffhüllrohr aus PE-HD. Das Spannglied wird über die gesamte Länge mit Mörtel verpresst, und zwar vor dem Vorspannen. Dadurch liegen die Monolitzen im Umlenkbereich nicht direkt übereinander und die Gefahr der Reibung der einzelnen Monolitzen aneinander mit denkbaren Zerstörungen der Monohüllen wird vermieden. Es wird empfohlen, bei dieser Lösung trotzdem ein einbetoniertes Umlenkrohr im Sattelbereich vorzusehen (doppelte Umhüllung), da so der Austausch des Spannglieds erleichtert wird. Alternativ könnten Monolitzen im Umlenkbereich durch einzelne kleine, gebogene Stahlrohre umgelenkt werden. Hier ist allerdings die Gefahr der Monohüllenzerstörung beim Einfädeln sehr groß. Vorteil beider Lösungen ist die Möglichkeit, die Litzen einzeln mit einer handlichen Einzelpresse vorzuspannen.

In Frankreich aktuell häufig verwendete Ausführungen entsprechen der Variante mit einem durchgehenden Kunststoffhüllrohr und nackten Lit-

zen mit Mörtelverpressung oder der Variante mit nackten Litzen und Wachsverpressung auf der gesamten Spanngliedlänge, vgl. ([109], [110]).

Im Hinblick auf Einbauungenauigkeiten werden verschiedene Lösungen für mögliche Sattelausführungen vorgestellt, vgl. ([108], [15]):

- Es können längere gebogene Umlenkrohre einbetoniert werden. Eventuell werden diese Rohre seitlich mit zusätzlichen Schlitzfenstern versehen, um eine erforderliche Verformung sicher zu stellen. Am Sattelrand kann zusätzlich eine Auflagerung auf einem weichen Material erfolgen, in welches sich das Umlenkrohr bei Bedarf eindrücken kann.
- Verwendung eines zu stark gebogenen Umlenkrohres. Dadurch hebt das Spannglied bereits planmäßig innerhalb des Sattels von diesem ab. Einbaufehler können so durch einen zusätzlichen Kreisbogenausschnitt am Sattelrand aufgenommen werden. Die Einbaufehler können jedoch nur so lange aufgenommen werden, wie sie sich in der Umlenkebene befinden.
- Verwendung von so genannten „Diabolos“ mit einer allseitigen torusartigen Fehlertoleranz an den Sattelrändern.
- Verwendung von trompetenförmig aufgeweiteten und vorgebogenen Sattelrohren.
- Einsatz von beweglichen Sattelkonstruktionen, die sich in vorgesehenen Aussparungen beim Vorspannen des Spannglieds „ideal“ ausrichten können bzw. Anordnung von weichem Material um das Sattelrohr herum, das dem Umlenkrohr beim Vorspannen des Spannglieds die Möglichkeit einer Eindrückung in großen Bereichen ermöglicht. Hier muss allerdings darauf geachtet werden, dass das nachgiebige Material die Umlenkpressungen dauerhaft aufnehmen kann.

Die hier dargestellten Vorschläge fanden teilweise ihre normative Anwendung in der deutschen Richtlinie [14], auch sind Parallelen zu den Ausführungen und Vorschlägen der USA erkennbar [98].

Für die Sättel werden in Frankreich anhand des geplanten Spanngliedverlaufs und der betrachteten Brücke erforderliche absolute Toleranzen in vertikaler, horizontaler und seitlicher Richtung ermittelt, die von einer Sattelkonstruktion auf jeden Fall vorgehalten werden müssen bzw. die nach Einbau des Sattels auf keinen Fall unterschritten werden dürfen. Außerdem werden minimal zulässige Umlenkradien für übliche Spanngliedgrößen angegeben. In Abhängigkeit von der Art der Sattelkonstruktion werden zusätzlich maximale Toleranzwerte für die relative

vertikale und seitliche Abweichung der Ist-Lage der Sattelendpunkte von der Soll-Lage angegeben, die auch bei der Ermittlung der Reibungsverluste hinzuaddiert werden müssen. Dabei ist es ohne Bedeutung, ob diese Winkel tatsächlich vorhanden sind oder nicht. Außerdem wird als Toleranz noch ein Querneigungswinkel (dies entspricht einem Kippwinkel, falls der Sattel verdreht montiert wird) angegeben, der ebenfalls in die Reibungsverlustberechnung mit eingeht. Diese Werte werden bei der Berechnung der Reibungsverluste an den Umlenksätteln als ungewollte Umlenkungswinkel berücksichtigt, je nachdem, um was für eine Umlenk-sattelkonstruktion es sich handelt. Zusätzliche ungewollte Umlenkungen werden bei den externen Spanngliedern normalerweise nicht berücksichtigt. Allerdings wird ein Hinweis darauf gegeben, dass z.B. bei Monolitzen in einem Hüllrohr, dessen Hohlraum vor dem Vorspannen mit Mörtel verpresst wird, eine ungewollte Umlenkung auf Grund einer möglichen „Unordnung“ der Litzen auf dem Sattel berücksichtigt werden muss. In diesem Fall müssen die Reibungsverluste wieder mit der herkömmlichen Formel wie bei Vorspannung mit nachträglichem Verbund berechnet werden.

In der SETRA-Veröffentlichung werden außerdem Tests vorgestellt, die mit einem externen Spannglied vorab durchzuführen sind, vgl. [108]. Diese Tests finden sich in der europäischen Prüfrichtlinie wieder, vgl. [42].

Bei der in Frankreich häufig realisierten Lösung eines externen austauschbaren Spannglieds mit nackten Litzen in einem Kunststoffhüllrohr war man sich frühzeitig der Problematik von Eindrückungen der Litzen in das PE-Rohr bewusst ([69], [46]), wodurch sich ein Verbundeffekt zwischen beiden Elementen ergibt. Es wurden daher umfangreiche Tests durchgeführt, um dieser Problematik nachzugehen. Dabei fanden Dauerstandsversuche mit bis zu 8-wöchiger Querdruckbeanspruchung statt. Als Ergebnis dieser Untersuchungen stellt Fouré [46] fest, dass der Einfluss die Standzeit auf die Tiefe der Eindrückungen nicht sehr groß ist, was sich mit Untersuchungsergebnissen aus Deutschland von Hegger et al. deckt, vgl. ([61], [60]). Die Eindrückfiguren verteilen sich durch die Standzeit über die gesamte Länge des Sattels und sogar über den Sattelrand hinaus. Fouré ist der Ansicht, dass durch diese Effekte auch das Reibungsverhalten des Spannglieds beeinflusst wird. Er berichtet über umfangreiche Umlenkversuche mit externen Spanngliedern zur Ermittlung von Reibungsbeiwerten. Bei diesen Versuchen wurden unterschiedliche Parameter variiert, vgl. [46]:

- Größe der Vorspannkraft (19- und 31-litziges Spannglied)
- Umlenkwinkel

- Umlenkradius
- Verpressmaterial (Zementmörtel oder Wachs)
- Knick am Sattelrand (0° , 1° oder 2°)
- Ordnung der Litzen im Hüllrohr:
 - alle Litzen parallel
 - Verdrehung einer der beiden Verankerungen um 90°
 - eine Litze wird einmal um alle anderen parallel geführten Litzen geleitet

Nachdem das Spannglied auf 80 % der Vorspannkraft gespannt worden war, erfolgte ggf. eine Verpressung. Anschließend wurde das Spannglied zu Bruch gefahren.

Als Ergebnis dieser Untersuchungen gibt Fouré an, dass sich der Reibungsbeiwert mit Zunahme des Knicks am Sattelrand ebenfalls erhöht. Bei einer parallelen Litzenführung ergaben sich geringere Reibungsverluste als bei einer ungeordneten Litzenlage. Die stärksten Reibungsverluste traten für den Fall auf, dass bei der Litzenanordnung im Hüllrohr eine Litze die anderen parallel geführten Litzen einmal außen umwickelt. Die ermittelten Reibungsbeiwerte zeigten eine große Streuung und lagen über den Angaben in den Zulassungen. Hier wurde die Frage aufgeworfen, ob durch das kurze Spannglied im Versuch ggf. eine deutlich größere Steifigkeit des Spannglieds vorhanden war als in Wirklichkeit. Daher wurden weitere Versuche mit einem kleineren Spannglied durchgeführt, das aus lediglich vier Litzen bestand. Hier ergaben sich kleinere Reibungsbeiwerte, die im Bereich der Angaben aus der Zulassung lagen, allerdings waren auch sie geringfügig größer und zeigten eine große Streubreite.

Andere Vorschläge zur Vermeidung der Eindrückproblematik der Litzen in das Hüllrohr werden von Boutonnet [11] gemacht. Er empfiehlt die Verwendung von metallischen Hüllrohren, Kunststoffhüllrohren mit einer innen liegenden Bewehrung, oder Kunststoffhüllrohren mit einer Reservewandstärke, also dickeren Hüllrohren. Seine Untersuchungen ergaben, dass die Eindrückungen in das PE-HD auf Grund des zeit- und temperaturabhängigen Materialverhaltens nicht zum Stillstand kommen und erst eine Verpressung mit Mörtel zu einer Neuverteilung der Querverpressungen führt.

2.4 Externe Vorspannung im übrigen Ausland

Die externe Vorspannung wird mittlerweile in ganz Europa eingesetzt ([37], [16]). 1989 wurde mit dem Bau der Brücke Preonzo Claro in der Schweiz das erste Mal eine extern vorgespannte Brücke realisiert [82]. Mittlerweile dient die externe Vorspannung auch der nachträglichen Verstärkung von älteren Brücken. Der Gleitungsproblematik an Umlenksätteln ist man sich dort ebenfalls bewusst [89].

Auch in Österreich findet die externe Vorspannung eine breite Anwendung ([130], [65], [107], [74], [63], [76]). Wicke und Fritsche [129] führten umfangreiche Reibungsmessungen an externen Spanngliedern im Bauwerk durch. Betrachtet wurde dabei eine extern vorgespannte Brücke mit Spanngliedern vom Typ VT CMM [21]. Dabei wurde zwischen Spannglied und Sattel eine Gleitfolie angeordnet, zwischen die einzelnen Bänder wurden Bleche gelegt. Mit Hilfe von Dehnungsmess-Streifen, die auf eine Litze appliziert wurden, und Kraftmessdosen erfolgte vor und hinter den Umlenksätteln eine Kraftmessung. Mit induktiven Wegaufnehmern wurden an den Umlenksätteln die Verschiebungen der äußeren Umhüllung und der Stahlitze ermittelt.

Sowohl während des Vorspannens als auch während des Brückenbetriebs wurden die Reibungsverluste aufgezeichnet und daraus die Reibungsbeiwerte ermittelt. Der Beiwert lag zwischen 0,09 und 0,15, womit labormäßige Voruntersuchungen nicht bestätigt werden konnten.

Der Verlauf der Vorspannkraft wurde über einen Beobachtungszeitraum von bis zu einem Jahr aufgezeichnet. An den Sätteln kam es im Brückenbetrieb zu einer Blockierung der Bänder, so dass eine freie Dehnung der Spannglieder lediglich zwischen den Umlenksätteln möglich war. Dies wurde in Deutschland von Eibl et al. in Laboruntersuchungen ebenfalls festgestellt [39], [37]. Darüber hinaus wurden auf die Brücke Probelastungen durch einen Lkw aufgebracht. Es trat hierbei keine Gleitung des Mess-Spannglieds über die Sättel auf. Nach Wicke und Fritsche [129] war ein brauchbarer Reibungsbeiwert eher aus dem Endzustand zu entnehmen. Der Reibungsbeiwert beim Anspannen aus der Ruhelage heraus war deutlich höher. Eine Tendenz zur Vergleichmäßigung der Vorspannkraft entlang des Kabels war zu erkennen, eine deutliche Umverteilung der Spannkraft entlang des Messkabels auf Grund von Temperatur und Verkehrsbelastung wurde aber nicht beobachtet.

3 Polyethylen als Werkstoff für Spanngliedumhüllungen

3.1 Struktur und Eigenschaften von Polyethylen

Aus dem vorangegangenen Kapitel wurde ersichtlich, dass alle bauaufsichtlich zugelassenen externen Spannverfahren zum Korrosionsschutz ihrer Zugglieder eine oder mehrere Umhüllungen aus dem Kunststoff Polyethylen verwenden. Im Folgenden soll daher dieser Kunststoff näher vorgestellt und diejenigen Eigenschaften erläutert werden, die bei der Verwendung als Spanngliedumhüllungen von Bedeutung sind.

Polyethylen gehört zur Gruppe der Polyalkene (= Polyolefine) ([47], [102]), die sich dadurch auszeichnen, dass die Makromoleküle eine reine Kohlenstoffhauptkette besitzen. Von allen Kunststoffen besitzt Polyethylen die einfachste Molekülstruktur. Neben Kohlenstoff ist Wasserstoff der einzige Bestandteil des Polyethylens [47]. Durch Aufspaltung der Kohlenstoffdoppelbindung entstehen durch Polymerisation aus vielen einzelnen Ethylen-Molekülen Polyethylen-Makromoleküle. Kunststoffe, die wie Polyethylen durch Polymerisation entstehen, werden auch Polymere bzw. Polymer-Werkstoffe genannt. Da die Makromoleküle des Polyethylens symmetrisch aufgebaut sind und demnach die Ladungsschwerpunkte in der Molekülachse liegen, ist Polyethylen als unpolar zu bezeichnen [88].

Polyethylen ist ein billiger thermoplastischer Kunststoff, der in großem Umfang hergestellt wird [47]. Thermoplaste zeichnen sich durch eine lineare oder kettenförmige Struktur ihrer Molekülketten aus, wobei an vereinzelt Stellen auch Verzweigungen in den Molekülketten auftreten können. Im Gegensatz zu Elastomeren oder Duroplasten liegen bei Thermoplasten keine räumlichen Vernetzungen der Molekülketten vor.

Die Struktur des Polyethylens ist teilkristallin. Neben kristallin aufgebauten Bereichen mit einer hohen Ordnungsstruktur der Moleküle existieren im Polyethylen auch amorphe Bereiche. Eine vollständige Kristallisation ist nicht möglich, da die Molekülketten sehr lang, sowie umeinander und ineinander verschlungen sind [88]. Daher ist der Kristallisationsgrad umso größer, je geringer der Verzweigungsgrad der Mole-

külketten ist [47]. Die mechanische Festigkeit beruht auf dem starken Zusammenhalt der Molekülketten in der Kristallstruktur. Demgegenüber wird die Zähigkeit des Polyethylens durch die Beweglichkeit der Moleküle in den amorphen Bereichen hervorgerufen [47]. Das Kristallgitter stellt die dichteste Lagerung der Molekülketten dar, woraus sich erklären lässt, dass sich mit steigendem Kristallisationsgrad auch die Dichte erhöht. Innerhalb des Polyethylens wird je nach Dichte unterschieden zwischen PE-LD (geringe Dichte, „Weich-PE“) und PE-HD (hohe Dichte, „Hart-PE“). Das in den verschiedenen Spannverfahren hauptsächlich verwendete PE-HD hat somit einen höheren Kristallisationsgrad (60 bis 80 %) als z.B. PE-LD (40 bis 55 %) [102]. Die Unterteilung in der Literatur ist uneinheitlich. An manchen Stellen wird noch zusätzlich ein PE-MD mit mittlerer Dichte genannt. Die Dichte von PE-HD liegt im Bereich ab etwa $0,935 \text{ g/cm}^3$ oder höher. Eine größere Dichte deutet immer auch auf längere und weniger verzweigte Molekülketten hin.

Gemäß Saechtling und Woebcken [102] können für Polyethylen und die Abhängigkeit der Eigenschaften von der Dichte die folgenden Zusammenhänge festgestellt werden. Mit zunehmender Dichte nimmt unter anderem:

- der Kristallisationsgrad zu
- die Zug- und Biegezugfestigkeit zu
- die Bruchdehnung ab
- die Steifigkeit und Härte zu
- die chemische Beständigkeit und Lösungsmittelbeständigkeit zu
- der Dampf- und Gas-Diffusionswiderstand zu

Polyethylen ist unempfindlich gegen den Angriff von Säuren, Laugen und heißem Wasser. Unter 60°C ist Polyethylen in allen organischen Lösungsmitteln unlöslich, aber schmelzbar und schweißbar ([88], [102]). Des Weiteren zeichnet sich Polyethylen durch eine geringe Wärmeleitfähigkeit und durch sehr gute elektrische Isolationseigenschaften aus. Einige Eigenschaften der für die Herstellung von PE-HD benötigten Formmassen sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Aufgrund seiner Struktur ist bei Polyethylen und ganz allgemein bei allen Thermoplasten eine hohe Abhängigkeit des Verformungsverhaltens von der Art und Höhe der Belastung, aber auch von der Temperatur festzustellen. Durch den linearen Aufbau seiner Makromoleküle ist

Polyethylen plastisch verformbar. Bei Raumtemperatur sind teilkristalline Thermoplaste zäh-elastisch. Die amorphen Bereiche sind erweicht, während die kristalline Phase noch fest ist.

Tabelle 3.1: Eigenschaften von PE-HD-Formmassen [102]

Eigenschaft		Einheit	Wert
Dichte bei 23°C		g/cm ³	> 0,954
Schmelzindex MFV	190/2,16	g/10 min	8 - 0,4
	190/5	g/10 min	30 - 0,2
Volumen-Fließindex MVI	190/5	cm ³ /10 min	40 - 0,4
Streckspannung	bei 23°C	N/mm ²	20
	bei 80°C	N/mm ²	4 - 6
Dehnung bei Streckspannung		%	12
Reißdehnung		%	400 - 800
Grenzbiegespannung		N/mm ²	30 - 40
Torsionssteifheit		N/mm ²	≅ 400
Schubmodul	bei 23°C	N/mm ²	700 - > 1000
	bei 50°C	N/mm ²	400 - 900
	bei 100°C	N/mm ²	80 - 200
Kugeleindruckhärte, 30s		N/mm ²	≅ 50
Kerbschlagzähigkeit Charpy bei -20°C		kJ/m ²	3 - o.B.
Kerbschlagzähigkeit Izod, ISO 180/1A	bei +23°C	kJ/m ²	4 - 70
	bei -30°C	kJ/m ²	0,4 - 40
Vicat-Erweichungstemperatur, B/50		°C	70 - 75
Therm. Längenausdehnungskoeffizient (20 - 80°C)		1/K	2·10 ⁻⁴
Wärmeleitfähigkeit (20°C)		W/m·K	≅ 0,50

Steigt nun die Umgebungstemperatur an, so wird die Beweglichkeit der einzelnen Molekülketten erhöht, das Material wird weicher [88]. Bei sehr tiefen Temperaturen ist das Materialverhalten eher steif, hart und glasartig spröde [102]. Dies gilt auch für hohe Belastungsgeschwindigkeiten. Dagegen zeigt sich bei höheren Temperaturen und langsamen Belastungsgeschwindigkeiten ein eher zähes Materialverhalten [33].

Das Hookesche Gesetz ist nur in Ausnahmefällen gültig. Von einem rein elastischen Verhalten kann nur bei sehr geringer Beanspruchungshöhe ausgegangen werden. Thermoplaste weisen ein viskoelastisches

Materialverhalten auf. Die Makromoleküle reagieren auf eine Beanspruchung nicht nur spontan, sondern sind bestrebt, die aufgeprägten Spannungen durch Umlagerungen bis zu einem Gleichgewichtszustand abzubauen ([83], [33]). Demnach ist die Werkstoffverformung eine Funktion der Zeit. Bei konstanter Last nimmt die Deformation mit der Zeit zu, Polyethylen neigt also zum Kriechen. Umgekehrt nimmt aber auch bei einer konstanten Verformung die Spannung mit der Zeit ab, d.h. es tritt Relaxation auf. Es ist über die Zeit kein linearer Zusammenhang zwischen Spannung und Verformung festzustellen. Die Beanspruchungshöhe ist hier von entscheidender Bedeutung und kann bewirken, dass nach Entlastung eine plastische Verformung zurückbleibt. Bei höherer Temperatur laufen die zeitabhängigen Verformungen beschleunigt ab ([102], [88]).

Wenn man nun versucht, das Materialverhalten von Polyethylen zu beschreiben, so sind verschiedene Verformungsanteile zu berücksichtigen. In der Literatur werden hierfür meist mechanische Modelle unter Zuhilfenahme von Federn und Dämpfern verwendet ([83], [33]). Diese Modelle sind aufgrund ihrer Anschaulichkeit zur Erläuterung des Materialverhaltens von Polyethylen als äußerst hilfreich anzusehen. Daher soll im Folgenden am Beispiel eines auf Zug beanspruchten Stabes das Vorgehen erläutert werden, vgl. hierzu [33]:

Wenn ein Polymer-Zugstab mit einer sprunghaften, konstanten einachsigen Zugspannung σ_0 während einer bestimmten Zeitdauer beansprucht wird, so würde sich bei einem rein elastischen Materialverhalten der Körper ohne Verzögerung elastisch verformen. Es würde sich eine elastische Dehnung ε_{el} nach folgender bekannten Beziehung einstellen (mit E_0 = Elastizitätsmodul):

$$\varepsilon_{el} = \frac{1}{E_0} \cdot \sigma_0 \quad (3.1)$$

Diese Verformung ist dadurch gekennzeichnet, dass sie zeitlich konstant ist und sich bei einer Entlastung wieder vollständig zurückbildet, d.h. reversibel ist. Als mechanisches Modell eignet sich für diesen Fall eine Hookesche Feder.

Wenn man nun ein rein viskoses Materialverhalten betrachtet, so würde die Verformung ε_v mit der Zeit t nach folgender Beziehung linear anwachsen:

$$\varepsilon_v = \frac{1}{\eta_0} \cdot t \cdot \sigma_0 \quad (3.2)$$

Darin bezeichnet η_0 die Viskosität. Diese viskose Verformung ist irreversibel. Als mechanisches Modell eignet sich für diese Verformung ein Newtonscher Dämpfer.

Darüber hinaus muss allerdings noch ein weiterer Verformungsanteil, die viskoelastische Verformung ε_r , berücksichtigt werden. Sie ist dadurch gekennzeichnet, dass sie zeitabhängig und reversibel ist. Sie lässt sich mit Hilfe eines so genannten Voigt-Kelvin-Modells beschreiben, bei dem eine Feder und ein Dämpfer parallel geschaltet werden. Belastet man dieses Modell mit einer konstanten Spannung σ_0 , so stellt sich für Feder und Dämpfer die gleiche Längenänderung ein. Die Kräfte bzw. Spannungen in Feder und Dämpfer müssen aber nicht zwangsläufig gleich groß sein.

Für eine Feder ist die Spannung über den E-Modul proportional zur Dehnung:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (3.3)$$

Bei einem Dämpfer stellt sich die Spannung proportional zur Dehngeschwindigkeit, multipliziert mit der Viskosität η , ein:

$$\sigma = \eta \cdot \dot{\varepsilon} \quad (3.4)$$

Über ein Kräftegleichgewicht am System folgt nun, dass für ein Voigt-Kelvin-Modell das Verformungsverhalten durch folgende Differentialgleichung beschrieben werden kann:

$$\sigma_0 = E_r \cdot \varepsilon + \eta_r \cdot \dot{\varepsilon} \quad (3.5)$$

E_r ist der so genannte Relaxations-Modul. Unter der Voraussetzung, dass zum Zeitpunkt t_0 die Spannung σ_0 aufgebracht wird, ergibt sich für die viskoelastische Verformung als Lösung dieser Differentialgleichung:

$$\varepsilon_r(t) = \frac{1}{E_r} \cdot (1 - e^{-\frac{t \cdot E_r}{\eta_r}}) \cdot \sigma_0 \quad (3.6)$$

Mit Hilfe der Relaxationszeit $\tau = \frac{\eta_r}{E_r}$ lässt sich dies auch schreiben als:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E_r} \cdot (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}) \cdot \sigma_0 \quad (3.7)$$

Die Relaxationszeit τ kennzeichnet die Geschwindigkeit, mit der sich die eben beschriebene Verformung einstellt bzw. nach Entlastung wieder zurückbildet. Der Relaxations-Modul E_r kennzeichnet die Stärke dieses Verformungsanteils.

Für einen Polymer-Werkstoff ist nun die Gesamtverformung von Interesse. Sie lässt sich unter der vereinfachten Annahme einer linearen Viskoelastizität durch Addition der verschiedenen Anteile ermitteln:

$$\varepsilon_{ges}(t) = \sigma_0 \cdot \left(\frac{1}{E_0} + \frac{t}{\eta_0} + \frac{1}{E_r} \cdot (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}) \right) \quad (3.8)$$

$$\varepsilon_{ges}(t) = \varepsilon_{el} + \varepsilon_v + \varepsilon_r \quad (3.9)$$

Zusammenfassend kann festgehalten werden:

- ε_{el} kennzeichnet das elastische Verhalten; es ist reversibel.
- ε_v kennzeichnet das viskose bzw. plastische Verhalten; es ist irreversibel und wird auch als Fließen bezeichnet.
- ε_r kennzeichnet das viskoelastische Verhalten; hier findet ein Kriechen, aber kein Fließen statt; es ist verzögert reversibel.

In Bild 3.1 werden die beschriebenen Verformungsanteile anschaulich dargestellt. Diese Anteile sind bei der Beschreibung des Verformungsverhaltens von Polyethylen zu berücksichtigen.

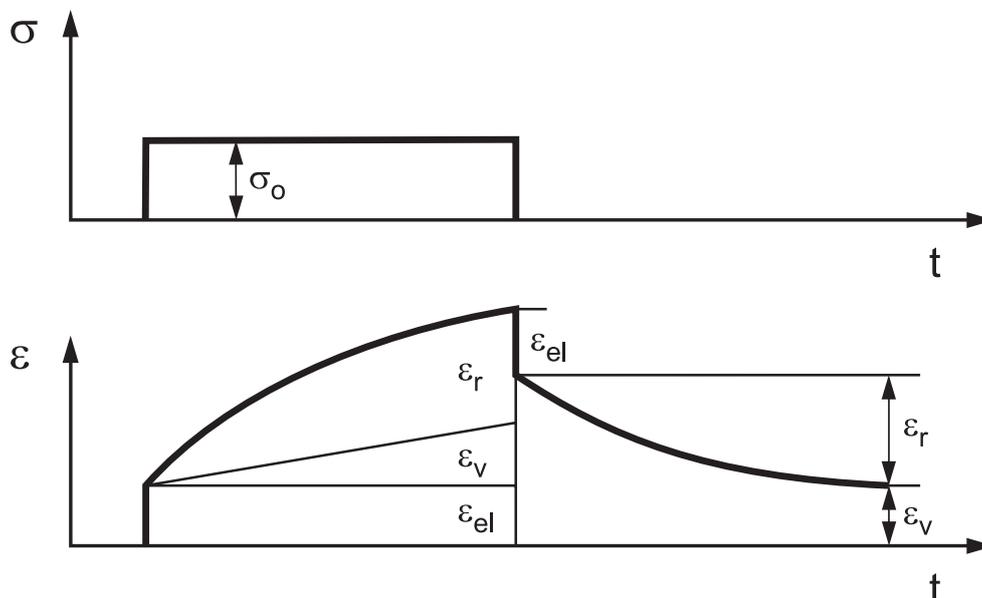


Bild 3.1: Darstellung unterschiedlicher Verformungsanteile bei Be- und Entlastung eines Polymer-Werkstoffs

Durch die Überlagerung von ε_{el} mit ε_v kann eine elastisch-viskose bzw. elastisch-plastische Verformung beschrieben werden. Dies lässt sich modellmäßig durch Hintereinanderschaltung einer Feder und eines Dämpfers darstellen, wobei das so entstandene Modell als Maxwell-Modell bezeichnet wird.

Um nun das gesamte und soeben beschriebene Verformungsverhalten von Polyethylen anschaulich darzustellen, eignet sich ein Modell, das durch Hintereinanderschaltung eines Maxwell- und eines Voigt-Kelvin-Modells entsteht. Dieses Modell wird auch Burger- oder 4-Parameter-Modell genannt, vgl. Bild 3.2.

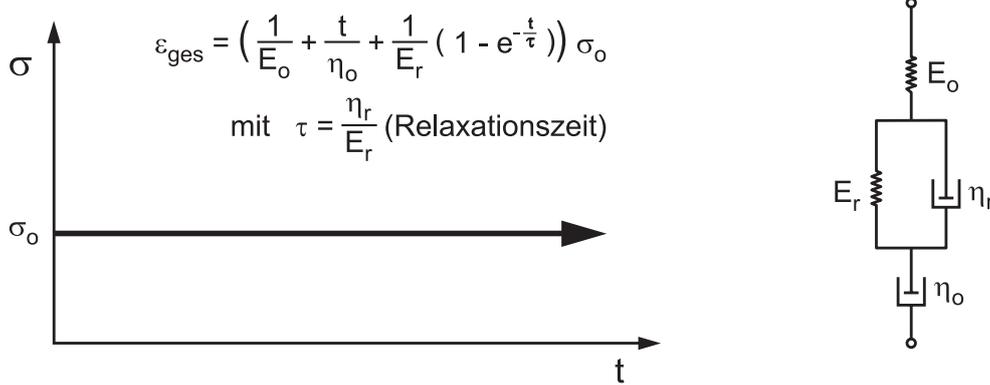


Bild 3.2: Vereinfachtes Modell für die Beschreibung des Verformungsverhaltens von Polyethylen

3.2 Extrusionsverfahren zur Herstellung von Hüllrohren und Monohüllen

Die Herstellung der PE-HD-Umhüllungen der in vielen Spannverfahren zum Einsatz kommenden Monolitzen erfolgt durch Extrusion. Unter Extrusion versteht man allgemein die kontinuierliche Herstellung eines Halbzeugs, Rohres oder einer Folie [88]. Der Extruder ist das Kernstück einer Extrusionsanlage und hat zur Aufgabe, eine homogene Schmelze in ausreichender Menge mit der notwendigen Temperatur und dem notwendigen Druck in das nachfolgende Werkzeug zu fördern. Beim PE-HD führt die Beimischung einer bestimmten Menge von Ruß zur Stabilisierung. Mit Hilfe des Extrusionswerkzeuges wird schließlich die homogene Schmelze in die gewünschte Querschnittsform umgeformt [88]. Im Falle der in Kapitel 2 erwähnten Spannverfahren erfolgt also für die Hüllrohre und Monohüllen eine Umformung in nahezu rechteckige oder kreisrunde Rohre mit dem gewünschten Durchmesser und der geforderten Wandstärke.

Im Anschluss an den Extrusionsvorgang muss das hergestellte Formteil in seiner Form und Abmessung fixiert werden. Dies geschieht in der so genannten Kalibrierung. Darüber hinaus ist eine definierte Kühlung und Kühlstrecke für das Extrudat erforderlich [88]. Bei den Monohüllen sind unterschiedliche Wandstärken denkbar und werden von den Spann Stahlherstellern auch angeboten. In jüngster Vergangenheit hat sich allerdings gezeigt, dass die Wandstärken der Monolitzen, die in den bauaufsichtlichen Zulassungen als Mindestwandstärken deklariert sind, häufig unterschritten werden. Dies haben sowohl selbst durchgeführte Messungen an eingezogenen, aber noch nicht vorgespannten Monolitzen im Bauwerk, als auch eigene Messungen im Labor ergeben. In Bild 3.3 sind in einem Histogramm zwei unterschiedliche Monohüllen-

proben mit ihren jeweils ermittelten Ausgangswandstärken dargestellt. Die Proben sind durchaus als repräsentativ für die Wandstärke der jeweils insgesamt verwendeten Monolitzen anzusehen, da mit 600 bzw. 576 Messwerten eine vergleichsweise große Stichprobe untersucht wurde. Beide Proben der Monohüllen sollen eine Mindestausgangswandstärke von 2 mm aufweisen. Probe 1 ist eher dicker als 2 mm, Probe 2 zeigt dagegen eine deutliche Unterschreitung bezüglich des Zielwertes. Wohlgermerkt handelt es sich um Ausgangswandstärken und nicht um Restwandstärken, wie beispielsweise nach Abschluss eines Umlenkversuchs mit großem Ziehweg.

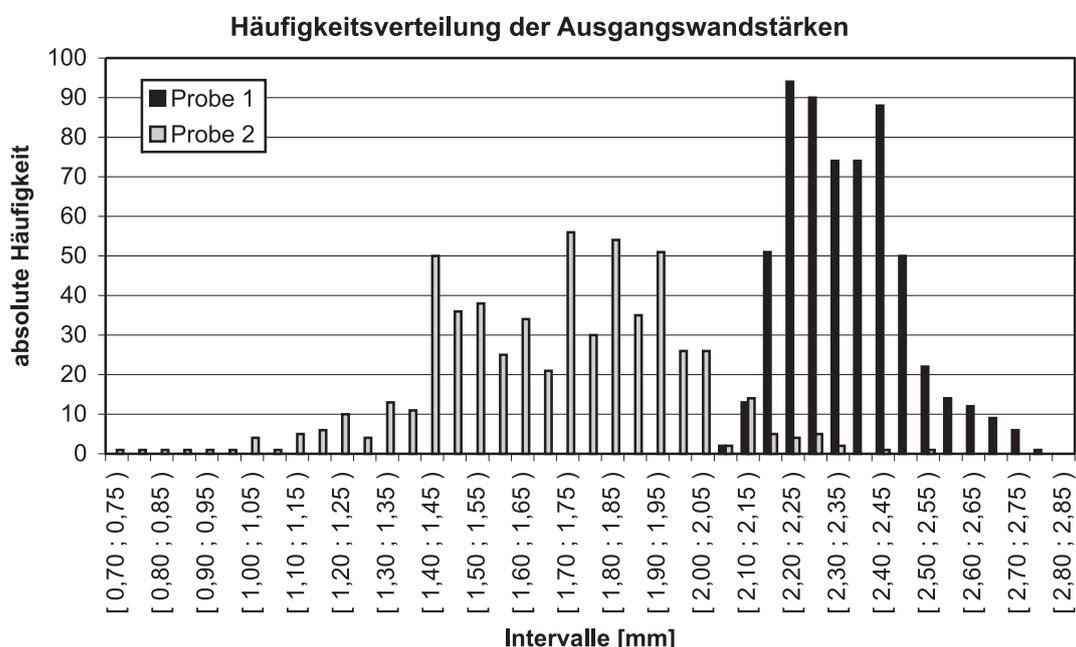


Bild 3.3: Ermittelte Ausgangswandstärken bei zwei unterschiedlichen Monohüllenproben

Grundsätzlich ist leicht verständlich, dass es beim Extrusionsvorgang zu herstellungsbedingten Toleranzen der Monohüllenwandstärke kommen kann. Geringe Abweichungen in der Konsistenz der Schmelze, im Druck, mit dem die Schmelze durch das Extrusionswerkzeug gepresst wird, in der Temperatur der Schmelze oder auch in der Kalibrierung und Kühlung nach dem Extrusionsprozess können die Maßabweichungen verursachen. Dies kann allerdings zu erheblichen Problemen bei Zulassungsversuchen mit externen Spanngliedern oder Inspektionen von Brücken mit eingebauten externen Spanngliedern führen. Die festgestellte Größenordnung der Toleranzen ist daher als ausgesprochen kritisch anzusehen.

3.3 Die Problematik der Dauerhaftigkeit

Durch die fehlende Betonüberdeckung muss der Korrosionsschutz der externen Spannglieder durch die Umhüllungen und Zusatzstoffe wie Fett oder Wachs sichergestellt werden. Grundsätzlich weisen alle bauaufsichtlich zugelassenen externen Spannverfahren eine Mehrschichtigkeit des Schutzsystems auf, so dass ein redundantes System vorliegt. Allerdings ist auch festzustellen, dass etwa bei Monolitzen das Fett, das an sich einen hervorragenden Korrosionsschutz darstellt, ohne die vorliegende Umhüllung aus Polyethylen seine Konsistenz und vor allem Präsenz um die Spannstahlitze herum nicht beibehalten würde und folglich ohne eine mechanische Umhüllung keine Korrosionsschutzwirkung des Fettes angesetzt werden dürfte. Aus diesem Grund sind vom DIBt bzw. von der EOTA als Kriterium für einen bestandenen Zulassungsversuch mit einem externen Spannglied Mindestrestwandstärken definiert worden, die an keiner Stelle der Umhüllung unterschritten werden dürfen, vgl. Kapitel 2 und ([42], [52], [18]). Da infolge von Gleitprozessen an Umlenkstellen in Kombination mit dem Querdruck die Wandstärken der Kunststoffumhüllungen eines externen Spannglieds beeinträchtigt bzw. verringert werden, soll im Folgenden auf das Korrosionsschutzsystem der externen Spannglieder, seine Funktionsweise und die damit verbundene Dauerhaftigkeit näher eingegangen werden.

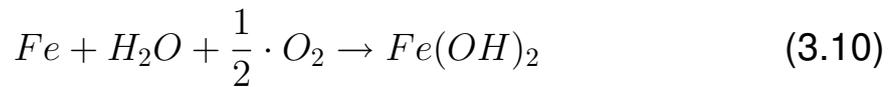
Um den Korrosionsschutz bzw. die Dauerhaftigkeit beurteilen zu können, muss man den Aufbau und die Bestandteile des Korrosionsschutzsystems der externen Spannglieder genauer betrachten.

Bei den externen Litzen Spannverfahren wird als Korrosionsschutzfett innerhalb der Monohüllen eine lithiumverseifte Korrosionsschutzmasse auf Mineralölbasis eingesetzt. Dieses Fett füllt die Zwickel zwischen den Außendrähten der Litze und der Monohülle aus. Es handelt sich hierbei um einen exzellenten Korrosionsschutz, da es wie eine Sperrschicht gegen Feuchtigkeit und Gase wirkt und somit korrosionsfördernde Stoffe von der benetzten Oberfläche fern hält [93].

Wendet man sich nun den Kunststoffumhüllungen zu, so ist die in der Literatur genannte Permeabilität des Polyethylens zu beachten ([88], [102], [47], [83], [93]). Danach ist die Durchlässigkeit von Polyethylen für Wasserdampf sehr gering, für z.B. Sauerstoff und Kohlendioxid allerdings relativ hoch. Mit steigender Dichte nimmt die Permeabilität ab. Bei der folgenden Betrachtungsweise, die Nürnberger ([92], [93]) entnommen wurde, wird die Korrosionsschutzwirkung des Fettes auf der sicheren Seite liegend vernachlässigt und lediglich der Schutzmechanismus durch die Polyethylenumhüllungen angesetzt.

Wenn man die Korrosion von Stahl bzw. Eisen betrachtet, so erfolgt in sauerstoffhaltigen neutralen bis alkalischen Wirkmedien die so genann-

te primäre Reaktion gemäß Nürnberger [92] nach dem Sauerstoffkorrosionstyp. Die dabei ablaufende chemische Reaktion kann folgendermaßen dargestellt werden:



Es reagiert Eisen mit Wasser und Sauerstoff zu Eisen(II)-Hydroxid. Anschließend erfolgt bei Sauerstoffzutritt eine weitere Reaktion, bei der das gebildete Eisen(II)-Hydroxid zu schwer löslichem Eisen(III)-Hydroxid oxidiert wird. Das Reaktionsprodukt wird auch als „Rost“ bezeichnet:



Der Korrosionsschutz des Spannstahls durch die Kunststoffumhüllungen wird als passiver Korrosionsschutz bezeichnet. In diesem Zusammenhang spricht man auch von einem Barriereeffekt. Wie aus den beiden Reaktionen erkennbar wird, ist eine Korrosion von Metallen in natürlicher Umgebung nur bei gleichzeitiger Anwesenheit von Wasser und Sauerstoff möglich. Auch eine beschichtete Oberfläche kann nur dann merklich korrodieren, wenn Wasser (als Wasserdampf) und Sauerstoff genügend rasch durch die Beschichtung hindurch gleichzeitig an den Untergrund gelangen. Organische Beschichtungen wie Polyethylen sind immer permeabel für nichtgeladene Moleküle wie dampfförmiges Wasser und Sauerstoff, so dass die genannte Voraussetzung für Korrosion erfüllt sein kann. Dagegen besteht bei fehlerfreien Beschichtungen Undurchlässigkeit für korrosionsfördernde Anionen wie Cl^- und SO_4^{2-} . Eine Korrosionsstimulierung ist daher eher von Chlorid- und Sulfationen zu erwarten, die vor der Beschichtung bereits auf der Metalloberfläche vorhanden waren oder durch Gasdiffusion gebildet wurden.

Das Verhalten einer Beschichtung gegenüber einer gas- oder dampfförmigen Atmosphäre kann näherungsweise durch das 1. Fick'sche Diffusionsgesetz verdeutlicht werden [93]:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{D \cdot A \cdot \Delta p}{s} \quad (3.12)$$

Darin bedeuten:

- $\frac{dm}{dt}$ = Stofftransport
- Δp = Dampfdruckunterschied
- A = Oberfläche der Schicht
- s = Dicke der Schicht

- D = Diffusionskonstante

Die Diffusionskonstante D ist eine Werkstoffkenngröße und beschreibt die Dichtigkeit der Schicht. Gemäß dieser Beziehung nimmt die Durchlässigkeit einer Beschichtung mit steigender Dichte (kleines D) und steigender Dicke (großes s) ab. Um somit das Eindringen von Wasserdampf und Sauerstoff zu begrenzen, muss die Beschichtung dauerhaft dicht und möglichst dick sein, vgl. auch [51], womit wiederum der Wandstärke der Polyethylenumhüllung eine große Bedeutung zukommt.

Um die Durchlässigkeit einer Beschichtung für Wasserdampf und Sauerstoff zu beschreiben, wird häufig der Vorgang der Permeation verwendet:

$$Permeation = \frac{\text{diffundierte Menge} \cdot \text{Beschichtungsdicke}}{\text{Fläche} \cdot \text{Zeit} \cdot \text{Druckdifferenz}} \quad (3.13)$$

Darüber hinaus hat das Umgebungsklima einen Einfluss auf die Permeation. Nach Nürnberger [93] nimmt die Permeation von Wasserdampf mit steigender Temperatur und Luftfeuchtigkeit zu; die Permeation von Sauerstoff ist geringer als diejenige von Wasserdampf.

Grundsätzlich kann festgehalten werden, dass die Permeationswerte einer Beschichtung im Allgemeinen von der Schichtdicke stärker beeinflusst werden als von der Qualität des Beschichtungsstoffs. Ein nicht so hochwertiger Beschichtungsstoff in ausreichender Dicke wird sich stets besser verhalten als ein hochwertiger Beschichtungsstoff in zu dünner und unzureichender Schichtdicke. Nürnberger vergleicht hierfür die Abtragungsraten eines Metalles bei einer 0,3 mm dicken Epoxidharzschicht und einer 3 mm dicken PE-Schicht auf Grund unterschiedlicher Permeabilitäten, vgl. Tabelle 3.2. Man kann erkennen, dass die höhere Diffundierbarkeit des Polyethylens für Sauerstoff im Vergleich zu Epoxidharz durch die höhere PE-Schichtdicke ausgeglichen wird. Für die Unterrostung durch Reaktion mit Sauerstoff ergeben sich für beide Beschichtungen Werte in der gleichen Größenordnung. Die Durchlässigkeiten für Wasserdampf liegen für beide Schichten zugunsten des PE um den Faktor 2,5 auseinander. Die sich daraus ergebenden Abtragungsraten unterscheiden sich dagegen um den Faktor 25! Dies zeigt, dass man durch intakte dickere Kunststoffschichten den Korrosionsabtrag unterhalb der Schicht auf ein sehr geringes Maß reduzieren kann.

Wenn man sich im vorliegenden Beispiel die tatsächlichen Abtragungsraten des Eisens unterhalb einer 3 mm dicken Polyethylenumhüllung genauer betrachtet und berücksichtigt, dass die externen Spannglieder effektive Umhüllungsschichtdicken von mindestens 4,75 mm aufweisen, vgl. Tabelle 2.1, so kann in korrosionsschutztechnischer Hinsicht grundsätzlich von keiner Gefahr für das Spannglied gesprochen werden. Allerdings ist das wechselnde Umgebungsklima in den Umlenkkästen [112]

und eine Verringerung der Wandstärken durch Querdruck und Gleitung an den Sätteln zu berücksichtigen. Hierbei wird aber nach wie vor der eigentliche Korrosionsschutz des Stahls durch das Fett zwischen Litze und Monohülle außer Acht gelassen.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Kunststoffummüllungen der externen Spannglieder an den Umlenksätteln durch ihre (Rest-) Wandstärke und ihr Vorhandensein primär dafür Sorge tragen müssen, dass das Korrosionsschutzfett an Ort und Stelle verbleibt, um seine Schutzwirkung für die Spannstahlritzen optimal entfalten zu können und die Dauerhaftigkeit des externen Spannglieds sicherzustellen.

Tabelle 3.2: Vergleich der Permeabilität unterschiedlicher Beschichtungen [93]

Komponenten	Permeabilität $\text{cm}^2 \cdot \text{bar}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$	Korrosionsprodukt	Δp bar	Fe-Abtragungsrate $\mu\text{m} \cdot \text{a}^{-1}$
PE-Beschichtung 3 mm:				
Sauerstoff	$2,9 \cdot 10^{-8}$	Fe_2O_3	0,20	2,6
Wasserdampf	$60 \cdot 10^{-8}$	$\text{Fe}(\text{OH})_2$	0,02	2,0
EP-Beschichtung 0,3 mm:				
Sauerstoff	$0,2 \cdot 10^{-8}$	Fe_2O_3	0,20	2,1
Wasserdampf	$150 \cdot 10^{-8}$	$\text{Fe}(\text{OH})_2$	0,02	50

3.4 Besonderheiten von Polyethylen hinsichtlich Reibung und Verschleiß

3.4.1 Allgemeine Hinweise zu Tribologie und Reibung gemäß Czichos und Harbig [17]

Bei der Gleitbewegung eines externen Spannglieds an einem Umlenksattel tritt naturgemäß Reibung auf. Für diese Situation lassen sich unterschiedliche Systeme herausgreifen, die hinsichtlich der Vorgänge und der auftretenden Beanspruchungen genauer betrachtet werden können. Hierfür sollen allerdings vorab einige Begriffe und grundlegende Dinge geklärt werden.

Das System aus gefetteter Litze und Monohülle für innere Gleitung bzw. zwischen Bandhülle und Sattel bei äußerer Gleitung kann jeweils als so genanntes tribotechnisches System aufgefasst werden. Nach Czichos und Harbig [17] versteht man unter Tribologie die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß, einschließlich Schmierung. Es werden entsprechende Grenzflächenwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen mit eingeschlossen. Ein tribotechnisches System besteht aus den vier Systemelementen Grundkörper, Gegenkörper, Zwischenstoff (z.B. Schmierstoff) und Umgebungsmedium. In den tribotechnischen Systemen treten Kontaktvorgänge auf und Oberflächen, zwischen denen eine Relativbewegung stattfindet, wirken aufeinander ein. Aus dieser gegenseitigen Einwirkung kann ein so genanntes Beanspruchungskollektiv ermittelt werden, wobei folgende Faktoren von Bedeutung sind:

- Bewegungsart
- Bewegungsablauf
- Größe der Normalkraft
- Geschwindigkeit
- Temperatur
- Beanspruchungsdauer

Wenn man nun die Bewegung zwischen zwei festen Körpern (wie auch bei den genannten tribotechnischen Systemen der externen Spannglieder) betrachtet, so sind folgende Grundbewegungsarten denkbar:

- Gleiten: Translation in der Kontaktebene
- Rollen: Rotation um eine Momentenachse in der Kontaktfläche; bei Rollvorgängen mit Gleitanteilen spricht man auch von „Wälzen“.
- Bohren: Rotation senkrecht zur Kontaktfläche
- Stoßen: Translation senkrecht zur Kontaktfläche mit intermittierendem Kontakt (früher als „Prallen“ bezeichnet)

Wie der Name bereits sagt, tritt bei der äußeren Gleitung eines externen Spannglieds die Bewegungsform des Gleitens auf. Bei der inneren Gleitung kann man allerdings außer von einer Gleitung der Litze auch von

einem „Wälzen“ sprechen, je nachdem, ob bei der Gleitbewegung eine Rotation der Litze um ihre Längsachse stattfindet.

Tribologische Beanspruchungen kennzeichnen das Einwirken des Beanspruchungskollektivs auf die Systemstruktur. Dies geschieht über Reibungsmechanismen, wie z.B. Adhäsion und Deformation. Als wichtige Kenngrößen für die Beanspruchung sind zu nennen:

- Kontaktgeometrie
- Flächenpressung
- Werkstoffanstrengung
- Eingriffsverhältnis der Kontaktpartner
- Schmierfilmdicke/Rauheits-Verhältnis

Bei der Reibung sind unterschiedliche Abgrenzungen möglich. Es lässt sich zwischen statischer und dynamischer Reibung unterscheiden. Die statische Reibung oder auch Ruhereibung ist die Widerstandskraft gegen die zur Einleitung einer Relativbewegung notwendige Deformation. Man kann sie auch als „Haftreibung“ bezeichnen. Die Reibung als Widerstandskraft gegen die zur Aufrechterhaltung einer Relativbewegung notwendige Deformation wird als Bewegungsreibung oder dynamische Reibung bezeichnet. In der Mechanik wird hierfür auch der Begriff „Gleitreibung“ verwendet. Mikroskopisch beruht die Reibung auf Prozessen, die auf Grund von elementaren Wechselwirkungen in den Kontaktbereichen zweier Körper oder in den Stoffbereichen eines Körpers bei Einleitung und Aufrechterhaltung einer Relativbewegung ablaufen und zur Dissipation von kinetischer Energie führen. Je nach Oberflächenrauheit und eines in der Schicht zwischen den beiden sich kontaktierenden Körpern eventuell vorhandenen Zwischenstoffs (Schmierstoffs) lassen sich unterschiedliche Reibungen bzw. Schmierungen definieren. Man spricht in diesem Zusammenhang von Grenzreibung, Mischreibung, elastohydrodynamischer Schmierung und hydrodynamischer Schmierung, je nachdem, wie groß die Schmierfilmdicke ist, vgl. Bild 3.4.

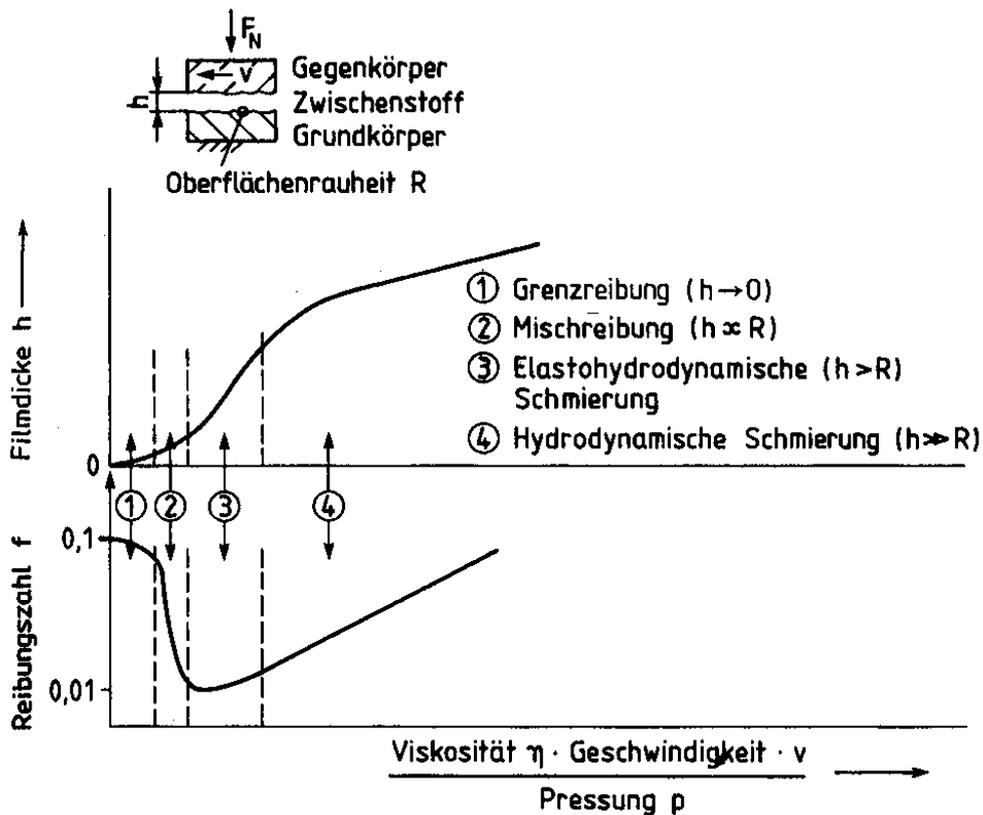


Bild 3.4: Reibungsarten in Abhängigkeit von der Schmierfilmdicke zwischen zwei Körpern [17]

Da z.B. bei einer inneren Gleitung die Litze auf Grund der Umlenkpressung auf die Monohülle gedrückt wird, liegt unter Umständen zwischen dem kontaktierenden Außendraht und der Monohülle nur eine sehr kleine bis gar keine Schmierfilmdicke vor. In diesem Zusammenhang kann von einer Grenzreibung gesprochen werden.

Die Reibung ist ein komplexer Vorgang, der gemäß Energiebilanz in die folgenden Phasen eingeteilt werden kann:

1. Energieeinleitung: Berührung von Oberflächen, Bildung der wahren Kontaktfläche
2. Energieumsetzung: Adhäsionsprozesse, Furchungsprozesse, Deformationsprozesse
3. Energiedissipation: Energieabsorption, thermische Prozesse, Energieemission

Aus den Grundbewegungsarten, die zwischen zwei festen Körpern auftreten, lassen sich entsprechende Reibungsarten ableiten. Daraus folgen z.B. die möglichen Reibungsarten der Gleitreibung, Rollreibung und

Bohrreibung. Die Gleitreibung ist - verglichen mit anderen Reibungsarten - mit den größten tribologischen Beanspruchungen im Kontaktgrenzbereich verbunden. Der bei einer Rollbewegung auftretende Rollreibungswiderstand ist erheblich kleiner als der Gleitreibungswiderstand.

Bei der Gleitreibung wird häufig ein so genanntes Ruckgleiten („stick-slip“) beobachtet. Dies hat in makroskopischer Betrachtung seine Ursache darin, dass bei tribologischen Gleitkontakten die Gleitpartner durch schwingungsfähige Systeme an die Umgebung angekoppelt sind. Stick-slip-Vorgänge treten vor allem dann auf, wenn die statische Reibungszahl größer ist als die dynamische Reibungszahl.

Wie bereits angedeutet, laufen beim Reibvorgang so genannte Reibungsmechanismen ab. Bei der im vorliegenden Fall der externen Spannungsglieder vor allem interessierenden Gleitreibung sind folgende Reibungsmechanismen von Bedeutung:

- Adhäsion: Physikalische Ursache der Adhäsionskomponente der Reibung ist die Bildung und Zerstörung von Adhäsionsbindungen in der wahren Kontaktfläche. Darunter sind atomare bzw. molekulare Wechselwirkungen und chemische Bindungen zu verstehen. Man spricht von einer „wahren“ Kontaktfläche, da infolge der Mikrogeometrie technischer Oberflächen eine Berührung nur in diskreten Mikrokontakten auftritt. Die wahre Kontaktfläche ist die Flächensumme dieser Mikrokontaktflächen.
- Deformation: Beim Kontakt und der tangentialen Relativbewegung sich berührender Körper tritt stets eine Kontaktdeformation auf. Daraus können sich bei der plastischen Kontaktdeformation durch dissipative Prozesse Energieverluste ergeben.
- Furchung: Beim Kontakt zweier Körper mit unterschiedlicher Härte können die härteren Oberflächenrauheitshügel in den weicheeren Gegenkörper eindringen. Findet nun eine Tangentialverschiebung statt, so ergibt sich als Resultat des Widerstandes des Materials gegenüber der Furchung durch den härteren Gegenkörper eine Reibungskomponente. Diese kann erheblich zum gesamten Reibwiderstand beitragen. Die Furchung kann entweder durch die Rauheitshügel des Gegenkörpers („Gegenkörperfurchung“) oder durch eingebettete Verschleißpartikel („Teilchenfurchung“) erfolgen, eine Kombination aus beiden ist ebenfalls möglich.

Die Adhäsionskomponente der Reibung kann durch Schmierstoffe herabgesetzt werden, wie z.B. das Fett der Litze bei innerer Gleitung. Die Deformationskomponente ist vor allem für den Bewegungswiderstand zu

Beginn einer Gleitbewegung verantwortlich; hier ist vor allem die Haftreibungszahl zu nennen. Für die Furchungskomponente der Reibungskraft ergeben sich z.B. große Werte aus einer großen Eindringtiefe von Verschleißpartikeln.

Auf Grund der gegenseitigen Beanspruchung im tribotechnischen System kann es zu einem Verschleiß kommen, wobei hierfür die Materialbeanspruchung über die Reibmechanismen eine (systemspezifische) Intensität bzw. Größenordnung überschreiten muss, so dass durch Verschleißmechanismen Materialabtrennprozesse einsetzen. Ganz allgemein versteht man unter Verschleiß den fortschreitenden Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers (Grundkörpers), der durch mechanische Ursachen hervorgerufen wird, d.h. Kontakt- und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers. Die Beanspruchung der Oberfläche eines festen Körpers durch Kontakt- und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers wird als tribologische Beanspruchung bezeichnet. Wichtige Verschleißmechanismen sind, vgl. auch Bild 3.5:

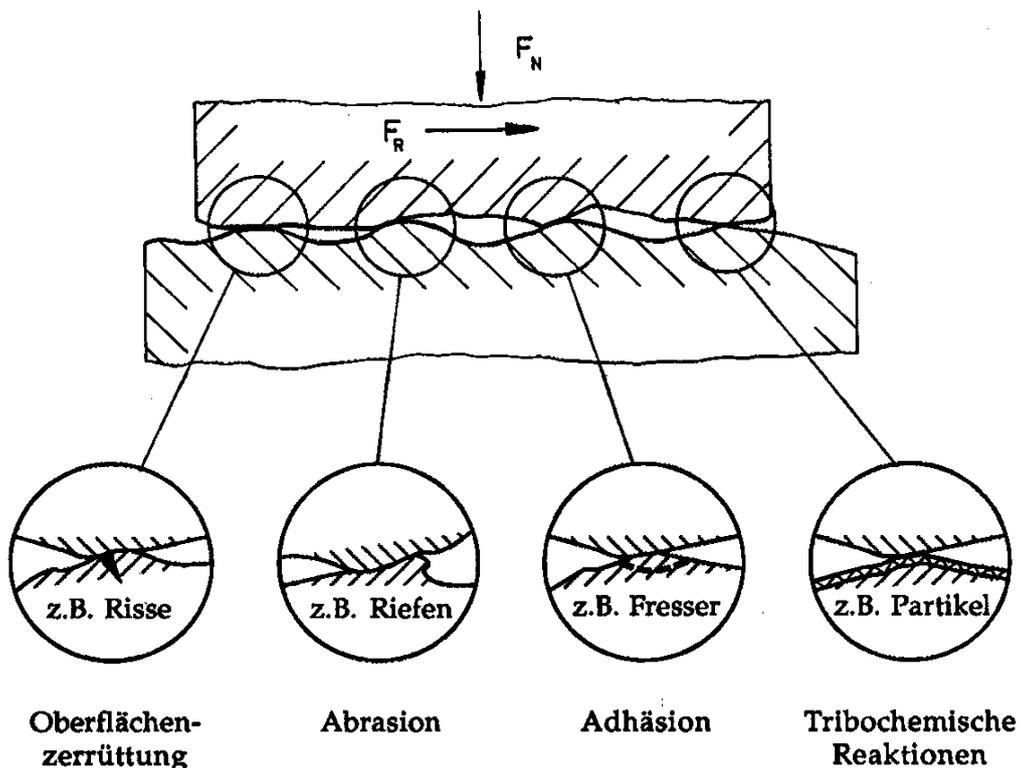


Bild 3.5: Verschleißmechanismen [17]

- Adhäsion: Infolge hoher lokaler Pressungen werden an einzelnen Oberflächenrauheitshügeln schützende Oberflächendeckschichten durchbrochen und es entstehen lokale Grenzflächenbindungen. Diese Grenzflächenbindungen können eine höhere Festigkeit besitzen als das ursprüngliche Material der Kontaktpartner. Daher

kann bei einer Relativverschiebung der Kontaktpartner eine Trennung oder Verschiebung der sich kontaktierenden Materialbereiche nicht in der ursprünglichen Kontaktgrenzfläche, sondern im angrenzenden Volumen eines der Partner erfolgen. So genannte „Fresser“ können die Folge sein.

- Abrasion: Abrasion tritt auf, wenn der Gegenkörper beträchtlich härter und rauer ist als der tribologisch beanspruchte Grundkörper oder wenn harte Partikel in einen tribologisch beanspruchten Werkstoff eingedrückt werden. Bei einer Relativbewegung der Beanspruchungspartner kann aus einem weichen Grundkörper durch verschiedene Materialabtrennprozesse abrasiver Verschleiß entstehen. Zu nennen sind hier (vgl. auch Bild 3.6):
 - Mikropflügen
 - Mikroermüden
 - Mikrospanen
 - Mikrobrechen

- Oberflächenzerrüttung: Bei Misch-, Grenz- und Festkörperreibung nehmen die Mikrokontakte die wirkenden Normal- und Tangentialkräfte teilweise oder ganz auf. Diese Beanspruchung in den Mikrokontakten von Grund- und Gegenkörper erfolgt häufig periodisch, so dass es in den beanspruchten Gebieten zu einer Schadensakkumulation im Sinne einer Werkstoffermüdung kommen kann. Typisches Erscheinungsbild einer Oberflächenzerrüttung ist die Ausbildung von Rissen.

- Tribochemische Reaktion: Darunter sind chemische Reaktionen von Grund- und Gegenkörper eines tribologischen Systems mit Bestandteilen des Zwischenstoffs oder des Umgebungsmediums infolge von tribologischen Beanspruchungen zu verstehen. Durch solche Reaktionen verändern sich vor allem die Eigenschaften der äußeren Grenzschichten kontaktierender Partner. Dadurch kann der Verschleißbetrag erhöht, in zahlreichen Fällen aber auch verringert werden.

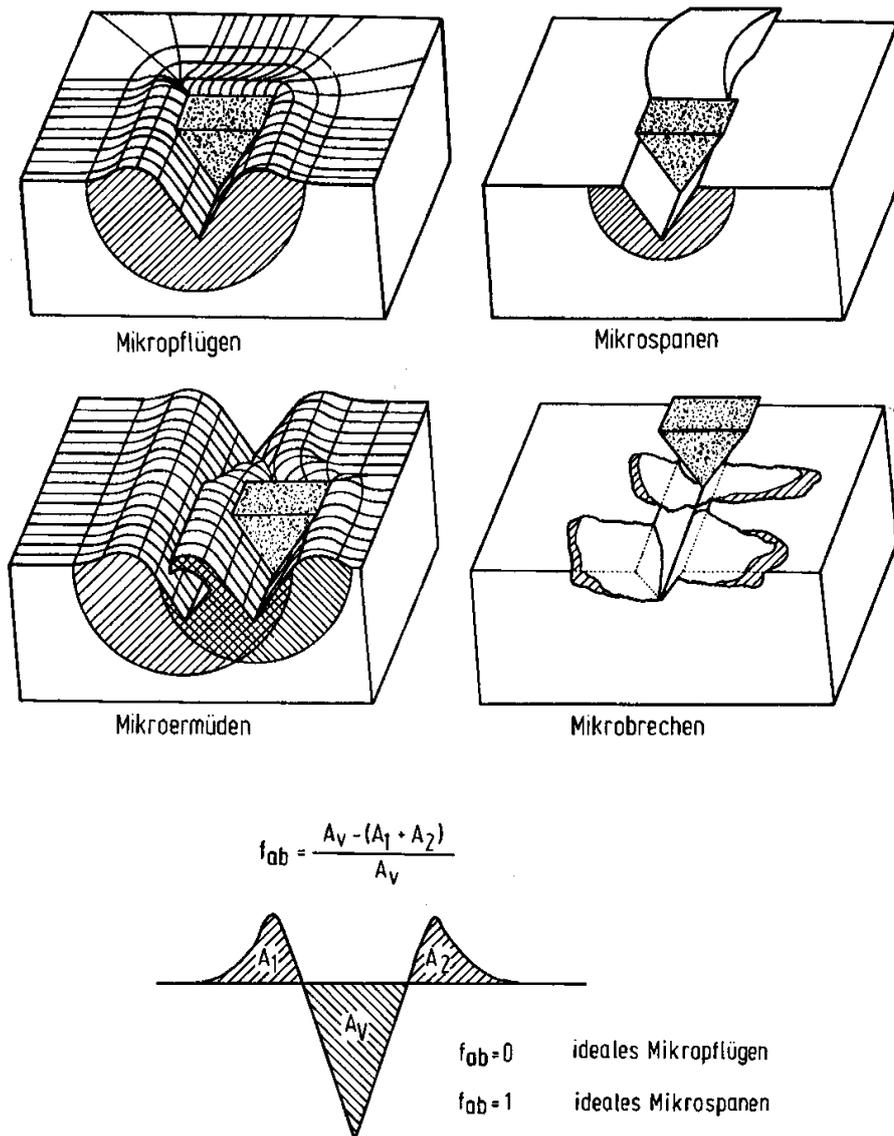


Bild 3.6: Materialabtrennprozesse für abrasiven Verschleiß [17]

Man erkennt, dass die Adhäsion sowohl Verschleißmechanismus als auch Reibmechanismus sein kann.

Je nachdem, welche tribologische Beanspruchung vorliegt, finden eine oder mehrere Verschleißarten statt. Welcher Verschleißmechanismus für den Verschleiß verantwortlich ist, hängt ebenfalls von der tribologischen Beanspruchung ab.

Ziel ist immer eine Verminderung des Verschleißes. Dafür müssen die jeweiligen Verschleißmechanismen beeinflusst werden. Für die Beeinflussung der Adhäsion eignet sich vor allem eine Schmierung, wodurch der unmittelbare Kontakt von Grund- und Gegenkörper unterbrochen wird. Dies führt sowohl zu einer Verringerung des Verschleißes als auch zu einer Reduktion der Reibung.

3.4.2 Tribologie von Polymeren (vgl. Uetz und Wiedemeyer [119] sowie Czichos und Harbig [17])

Einige Hinweise zu den tribotechnischen Systemen bei der Betrachtung der Reibung eines externen Spannglieds wurden bereits im vorangegangenen Abschnitt gegeben. Nun soll die Situation für den polymeren Werkstoff Polyethylen noch etwas genauer beleuchtet werden. Gemäß Czichos und Harbig [17] können für Polymere sowohl günstige als auch nachteilige Eigenschaften in Bezug auf tribologische Beanspruchungen festgestellt werden. Günstige Eigenschaften sind demnach:

- Niedrige zwischenmolekulare Bindungskräfte; dadurch treten niedrige Adhäsions- und Reibungskräfte auf.
- Hohe Korrosionsbeständigkeit; dadurch werden tribochemische Reaktionen eingeschränkt.
- Hohe Schwingungsdämpfung

Als ungünstige Eigenschaften von Polymeren in Bezug auf tribologische Beanspruchungen sind zu nennen:

- Geringe Härte; dadurch ist der Widerstand gegen Abrasion niedriger.
- Starke Abnahme der Festigkeitseigenschaften mit steigender Temperatur; dadurch steigt der Verschleiß mit steigender Temperatur oder Beanspruchungsgeschwindigkeit an.
- Geringe thermische Leitfähigkeit, so dass die Reibungswärme nur schlecht abgeleitet werden kann.

Bei der Paarung Polymer/Stahl ist die Reibungszahl von der Flächenpressung, der Gleitgeschwindigkeit und der Temperatur abhängig. Gemäß [17] nimmt bei PE-HD die Reibungszahl mit steigender Gleitflächentemperatur ab, die Verschleißrate zu. Allerdings ist bei PE-HD der Einfluss der Pressung auf die Verschleißrate und die Reibungszahl eher gering.

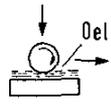
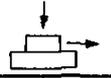
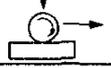
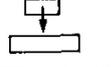
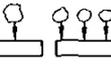
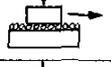
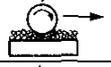
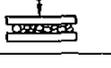
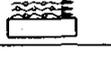
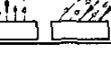
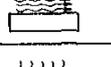
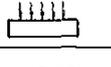
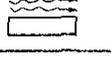
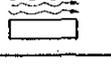
Bei der Paarung PE-HD/Stahl, wie z.B. bei einer inneren Gleitung zwischen Litze und Monohülle oder einer äußeren Gleitung zwischen Hüllrohr und einem Edelstahlsattel, sind wegen des niedrigen polaren Oberflächenenergieanteils von PE-HD die adhäsiven Wechselwirkungen mit glatten Stahloberflächen nur gering, so dass die Reibungszahl niedrige Werte annimmt. Mit zunehmender Rautiefe wird die Reibungszahl

infolge des größer werdenden Deformationsanteils erhöht. Unpolare Polymere wie PE-HD oder PTFE zeigen bei Paarung mit glatten Stahloberflächen nur schwache adhäsive Wechselwirkungen, die durch eine Schmierung nicht weiter verringert werden. Daher wird die statische Reibungszahl durch die Fettschmierung nur wenig beeinflusst. Bei größerer Rauheit des Stahlgegenkörpers überwiegt der deformative Anteil der Reibung, wodurch vor allem bei unpolaren Polymeren die statische Reibungszahl deutlich erhöht wird, vgl. [17]. Bei einer Polymer/Stahl-Paarung ist ein Abfall der Reibungszahl mit zunehmender Pressung auf die Bildung eines Polymerfilms zurückzuführen. Ist dieser Film diskontinuierlich, so können stick-slip-Prozesse auftreten. Mit weiter steigender Pressung erhöhen wiederum Abrasionsprozesse die Reibung.

Wenn man die Situation einer quer gedrückten Litze auf einer Monohülle betrachtet, so könnte man die Unebenheit der Litzenoberfläche auch als „Rauheit“ bezeichnen. D.h. bei einer inneren Gleitung ist für dieses System ein hoher deformativer Anteil der Reibungskraft zu erwarten, zumal durch die Fettschmierung und die Unpolarität des PE-HD die Adhäsion nur eine untergeordnete Rolle spielt. Mit zunehmender Querspannung vergrößern sich in der Monohülle die Eindrückungen aus den Litzenaußendrähnen, so dass der deformative Anteil mit der Pressung ansteigt. Bei einer äußeren Gleitung liegen in diesem Sinne keine Unebenheiten vor, es treten regelmäßig geformte Oberflächen in Kontakt. Deformative Anteile haben hier keine große Bedeutung.

Wie bereits im vorangegangenen Abschnitt angedeutet wurde, hängt die Verschleißart von der Art der tribologischen Beanspruchung ab. Dies gilt auch für die wirkenden Mechanismen. Bild 3.7 zeigt hierfür anschaulich die Zusammenhänge. Die Wechselwirkungen finden ihren Ausdruck in den Verschleißarten und in den Verschleißmechanismen, die zu kennzeichnenden Verschleißerscheinungsformen führen. Die Verschleißmechanismen stellen die Reaktion des tribologischen Systems als Folge der Wechselwirkungen von Grund- und Gegenkörper dar und verursachen wiederum eine Rückwirkung auf das System, vgl. [119].

Betrachtet man das System Litze/Monohülle, so sind gemäß Bild 3.7 vor allem die tribologischen Beanspruchungen Gleiten und Wälzen relevant. Wenn man das Fett als Zwischenstoff mit berücksichtigt (vollständige Filmtrennung!), so wirkt als Mechanismus vor allem die Oberflächenzerrüttung, mitunter treten auch tribochemische Reaktionen auf; ein Verschleiß ist nicht zu erwarten. Betrachtet man lediglich die beiden Festkörper ohne den Zwischenstoff und eine Gleitbewegung, so tritt ein Gleitverschleiß auf, wobei vor allem Adhäsion und tribochemische Reaktionen stattfinden können, eventuell auch Abrasion und Oberflächenzerrüttung. Wie bereits erwähnt, ist durch die Unpolarität des PE-HD der Adhäsionsanteil eher gering. Bei einem Rollen oder Wälzen tritt ent-

System - struktur	Tribologische Beanspruchung	Symbole	Verschleißart	Wirkende Mechanismen (einzeln oder kombiniert)					
				Adhäsion	Abrasion	Oberfläch- zerrüttung	Tribochem. Reaktionen		
Festkörper -Zwischenstoff (vollst. Film- trennung) -Festkörper	Gleiten Rollen Wälzen Stoßen		—			●	○		
Festkörper -Festkörper (bei Fest- körperreibung, Grenzreibung, Mischreibung)	Gleiten		Gleitverschleiß	●	○	○	●		
	Rollen Wälzen		Rollverschleiß Wälzverschleiß	○	○	●	○		
	Oszillieren		Schwingungs- verschleiß	●	●	●	●		
	Stoßen		Stoß (Prall)- Verschleiß	○	○	●	○		
Festkörper -Partikel ¹⁾		○		●	●	○			
	Gleiten ²⁾		Abrasive- Gleitverschleiß		●		○		
Festkörper -Festkörper und Partikel ³⁾	Gleiten		Fest- Gleit- körper/ Wälz- Korn / Wälz- Fest- V. körper Stoß- V.	○	●	●	○		
	Wälzen			○	●	●	○		
	Stoßen			○	○	●	○		
Festkörper -Partikel -Flüssigkeit	Strömen		Hydroabrasi- ver -V.	○	●	●	○		
Festkörper -Partikel (Gas)	Strömen		Gleitstrahl-V.	○	●	●	○		
	Strömen Stoßen		Prallstrahl- Schrägstrahl-V.	○	●	●	○		
Festkörper -Flüssigkeit	Strömen Schwingen		Kavitations- erosion	EROSION				●	○
	Stoßen		Tropfenschlag- erosion					●	○
	Strömen		Flüssigkeits- erosion						○
Festkörper -Gas	Strömen		Gas- erosion				●		

¹⁾ Zweikörper - Verschleiß

²⁾ Zusätzlich Rollen und Wälzen

³⁾ Dreikörper - Verschleiß

● hauptsächlich wirkend

○ mitunter wirkend

Bild 3.7: Verschleißarten und wirkende Mechanismen [119]

sprechend ein Roll- bzw. Wälzverschleiß auf, wobei vor allem eine Oberflächenzerrüttung stattfindet. Befinden sich Partikel zwischen Litze und Monohülle, z.B. Reste oder Abrieb von PE-HD oder Verunreinigungen, so kann zusätzlich eine Abrasion stattfinden.

Wenn man nun das System aus PE-HD-Hüllrohr und Sattel betrachtet, so ist lediglich eine Gleitbewegung denkbar. Eine gefettete Satteloberfläche (vollständige Filmtrennung!) würde zu der Situation führen, dass lediglich eine Oberflächenzerrüttung, mitunter auch tribochemische Reaktionen stattfinden können; ein Verschleiß findet nicht statt. Vernachlässigt man das Fett, so liegt Gleitverschleiß vor. Möglich sind Adhäsion und tribochemische Reaktionen, eventuell auch Abrasion und Oberflächenzerrüttung. Verunreinigungen zwischen Sattel und Hüllrohr führen zu Gleitverschleiß, bei dem hauptsächlich Abrasion und Oberflächenzerrüttung stattfinden.

Uetz und Wiedemeyer [119] stellen tribologische Systeme zwischen einem Polymeren und einem Gegenstoff vor, die unter Umständen auf die Gleitsituation einer Spannstahlitze in einer Monohülle übertragen werden können. Nach [119] kann die Reibungskraft in eine Adhäsions- und eine Deformationskomponente aufgeteilt werden:

$$F_R = F_{Ad} + F_{Def} \quad (3.14)$$

Die Adhäsions- und Deformationskomponente der Reibungskraft wird durch eine Vielzahl von Faktoren beeinflusst, wobei die Übergänge zwischen beiden fließend sind.

Für die anschauliche Deutung der Deformationskomponente wird ein starrer Gegenkörper mit Erhebungen betrachtet (dieser Körper könnte der Litze entsprechen), der sich auf einem nachgiebigen ebenen Polymerwerkstoff befindet (dies wäre die Monohülle). Bei Einleiten einer Relativbewegung, d.h. in diesem Fall einer inneren Gleitung, wird das Polymer durch die eingedrungenen Erhebungen des Gegenstoffs zyklisch deformiert. Eine im statischen Fall zunächst symmetrische Pressungsverteilung im beanspruchten Werkstoffvolumen wird dadurch unsymmetrisch, dass eine Stauchung des Polymerbereiches überlagert wird, der gegen die Erhebung anläuft, vgl. Bild 3.8. Die Horizontalkraftkomponenten der inneren Spannung kompensieren sich dann nicht mehr und es resultiert eine Reibungskraft F_{Hyst} .

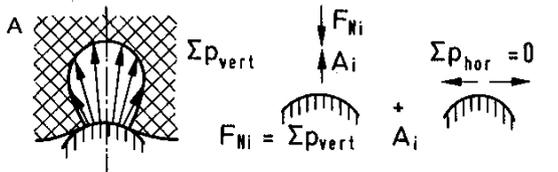
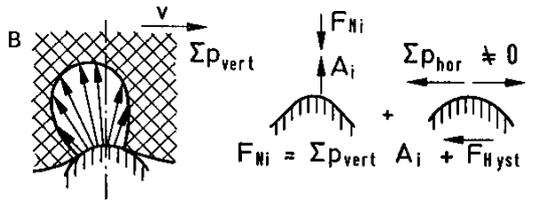
Keine Relativbewegung Symmetrische Pressungsverteilung		Keine resultierende Reibungskraft
Mit Relativbewegung Unsymmetrische Pressungsverteilung		resultierende Reibungskraft

Bild 3.8: Physikalische Interpretation der Deformationskomponente [119]

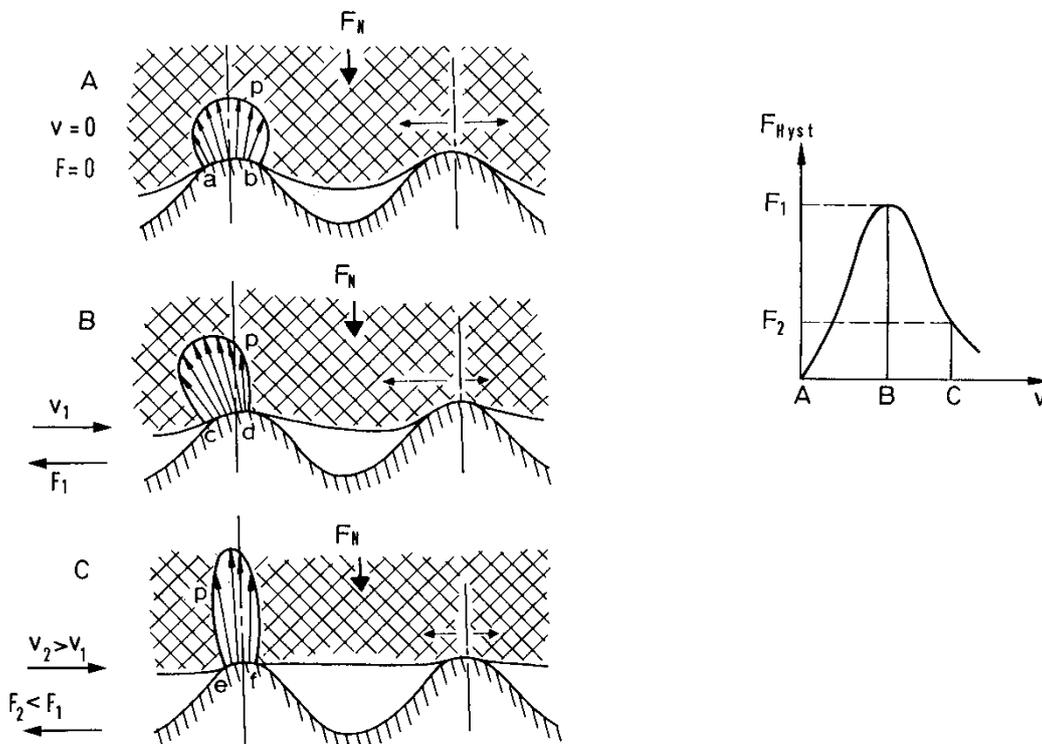


Bild 3.9: Durch Beeinflussung der Deformation hervorgerufene Geschwindigkeitsabhängigkeit der Reibungskraft [119]

Mit Steigerung der Gleitgeschwindigkeit über einen Grenzwert hinaus werden zwei verschiedene Phänomene beobachtet, die beide auf dem Relaxationsverhalten (charakterisiert durch die Relaxationszeit τ) des Polymeren beruhen. Während sich das Polymer bei langsamer Bewegung hinter der Erhebung nahezu vollständig entspannen kann, bleibt bei schneller Bewegung eine Restdeformation erhalten, die zu einer un-symmetrischen Ausbildung des Kontaktbereiches und zwar zu einer kleineren Berührungsfläche auf der bewegungsabgewandten Seite des Kör-

pers mit den Erhebungen führt. Die geschwindigkeitsbedingte Versteifung des Werkstoffes, verbunden mit einer kürzeren Verweilzeit, d.h. Belastungszeit, an einer Kontaktstelle äußert sich in einer weiteren Verkleinerung der wahren Kontaktfläche. Das geringere Einsinken des unebenen Gegenkörpers in das Polymer wirkt sich insofern reibungsmindernd aus, als die eben erwähnte, aus der Bewegung resultierende Horizontalkraftkomponente kleiner, die Lastverteilung aber wieder symmetrischer wird. Die Reibungskraft müsste daher als Funktion der Gleitgeschwindigkeit ein Maximum durchlaufen, vgl. [119] und Bild 3.9.

Bei einer inneren Gleitung ist bedingt durch die zu erwartenden Gleitgeschwindigkeiten nicht von einer stark ausgeprägten Entlastungswirkung für die Monohülle hinter vorbeigleitenden Außendrähnen der Litze zu rechnen. Wohl aber kann grundsätzlich von einem Geschwindigkeitseinfluss auf die Höhe der Reibwiderstände ausgegangen werden. Mit steigender Gleitgeschwindigkeit ist der Gleitvorgang früher beendet, die Eindrückungen der Litzenaußendrähne in die Monohülle sind bedingt durch das zeitabhängige Materialverhalten folglich geringer. Daher ist bei höheren Gleitgeschwindigkeiten mit niedrigeren Reibungskräften zu rechnen.

Bei Erhöhung der Umgebungstemperatur verhält sich das PE-HD weicher, die Eindrückungen werden also stärker. Daher ist bei erhöhter Umgebungstemperatur und innerer Gleitung eine Zunahme der Reibwiderstände durch Erhöhung der Deformation zu erwarten.

4 Kriechversuche mit quer gedrückten Monolitzen

4.1 Motivation

Die aus Polyethylen bestehenden Kunststoffumhüllungen der externen Spannglieder sind gemäß den Prüfrichtlinien ([18], [52], [42]) die entscheidenden Faktoren, wenn man die Dauerhaftigkeit des Spannglieds bestimmen und beurteilen möchte. Durch die Querpressung aus Spanngliedumlenkung in Verbindung mit den Gleitbewegungen beim Vor- oder Nachspannen liegt für die Umhüllungen ein sehr komplexer Beanspruchungszustand vor. Nach einem Zulassungsversuch ist die verbleibende minimale Restwandstärke das Kriterium schlechthin, das über einen bestandenen Versuch entscheidet. Wohlgemerkt ist hier die kleinste auftretende Restwandstärke zu betrachten.

Wie in Kapitel 3 gezeigt wurde, weist Polyethylen ein zeit-, last- und temperaturabhängiges Materialverhalten auf. Das Verformungsverhalten lässt sich grob in die folgenden Bestandteile untergliedern:

- Elastische Verformung
- Plastische Verformung
- Zeitabhängige Verformung

Die Angaben der Hersteller von Polyethylen hinsichtlich der Materialkennwerte beziehen sich zumeist auf den Zugbereich. Für die Spanngliedumhüllungen ist am Umlenksattel allerdings das Verformungsverhalten unter (Quer-) Druckbeanspruchung von besonderem Interesse und entscheidender Bedeutung. Um für die geplante numerische Simulation der Beanspruchungen der Umhüllungen eines externen Spannglieds am Umlenksattel beim Gleitvorgang das Materialverhalten zuverlässig bzw. realitätsnah abbilden zu können, wurden daher zunächst Kriechversuche mit quer gedrückten Monolitzen durchgeführt, mit deren Hilfe ein Materialgesetz für PE-HD kalibriert werden sollte. Über die Kriechversuche soll im Folgenden berichtet werden.

4.2 Versuchsaufbau und Messungen

In den Kriechversuchen sollten lediglich Monolitzen, d.h. Spannstahl-litzen mit ihrer aufextrudierten Monohülle, zum Einsatz kommen. Wie in Kapitel 2 dargelegt wurde, weisen die bauaufsichtlich zugelassenen externen Spannverfahren in Deutschland meist einen mehrschichtigen Aufbau ihres Umhüllungssystems auf. Hätte man ein vollständig aufgebautes Umhüllungssystem in einem Kriechversuch auf Querdruck beansprucht, so wäre zwar das zeit-, last- und temperaturabhängige Materialverhalten der Umhüllungen ermittelbar gewesen, allerdings wäre damit eine genaue quantitative Zuordnung der Verformungen zu den einzelnen Umhüllungsschichten nicht möglich. Aus diesem Grund lag mit den Monohüllen in den Kriechversuchen lediglich ein im Vergleich zu den Spannstahl-litzen weicher Körper vor.

Der Versuchsaufbau gestaltete sich derart, dass jeweils zwei nebeneinander liegende Monolitzen in einem Versuch gleichzeitig getestet wurden. Die 30 cm langen Monolitzenabschnitte wurden hierfür zwischen zwei massive Stahlplatten mit jeweils zwei kreisbogenförmigen Aussparungen angeordnet. Diese Aussparungen sollten die Monohüllen möglichst zwangsfrei aufnehmen. Daher wurde für die Fräsungen ein Außenradius von 10,5 mm mit einem horizontalen Plateau von 1 mm Länge gewählt, so dass eine Monohülle mit planmäßig 2 mm Wandstärke bei einer Spannstahl-litze mit 150 mm^2 Querschnittsfläche, d.h. einem Außen-durchmesser von 15,7 mm, problemlos aufgenommen werden konnte. Die Tiefe der Fräsung wurde in jeder Platte zu 8 mm gewählt. Bild 4.1 zeigt die beiden Lastplatten mit kreisbogenförmigen Aussparungen vor Aufnahme der Monohüllen. Durch die Fräsungen wurde andererseits den nicht vorgespannten 7-drähtigen Litzen eine seitliche Führung geboten, die ein Auffächern der nicht vorgespannten Litzen unter Querdruckbeanspruchung verhinderten.

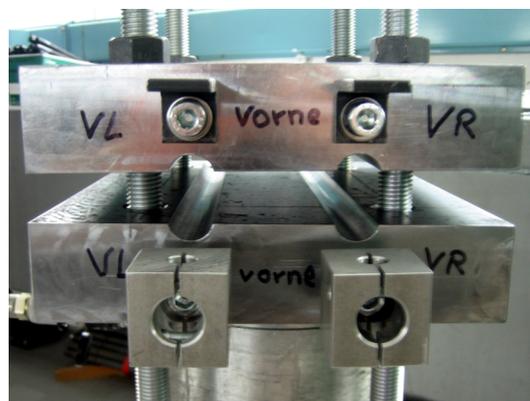


Bild 4.1: Lastplatten mit kreisbogenförmigen Aussparungen zur Aufnahme von Monolitzen

Unterhalb der unteren Lastplatte wurde ein Hydraulikzylinder mit einer Kraftmessdose positioniert, an die sich wiederum eine weitere massive Stahlplatte anschloss. Diese Stahlplatte wurde über vier Gewindestangen mit der oberen Lastplatte verbunden. Dies geschah, indem die Gewindestangen durch die beiden Lastplatten geleitet wurden. Die untere Lastplatte besaß hierfür entsprechende Löcher; in der oberen Lastplatte wurden Gewindebohrungen für die Gewindestangen vorgesehen. Zur Sicherung und zur genauen Einstellung wurden oberhalb dieser Lastplatte Muttern auf die Gewindestangen geschraubt. Auf diese Weise entstand ein geschlossener Kraftfluss innerhalb des so errichteten Kriechstandes. Die mit Hilfe des Hydraulikzylinders aufgebrachte Druckkraft wurde über die untere Lastplatte und den darauf befindlichen Monolitzen schließlich zur oberen Lastplatte geleitet und von dort über die Gewindestangen als Zugkraft zurück zur Stahlplatte unterhalb des Zylinders. Bild 4.2 zeigt den so errichteten Kriechstand im Überblick mit Bezeichnung der einzelnen Bestandteile.

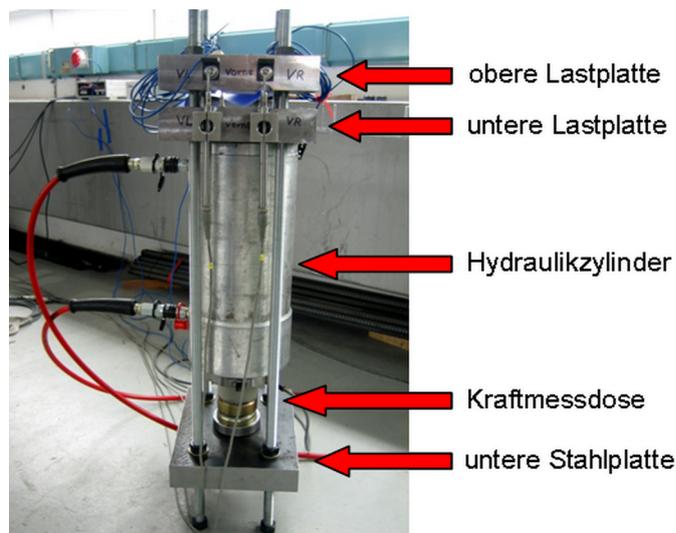


Bild 4.2: Versuchsstand für Kriechversuche mit quer gedrückten Monolitzen

Vorab wurden die Monohüllen der Länge nach halbiert und ihre Ausgangswandstärke ermittelt. Durch die Halbierung in Längsrichtung konnte einerseits die Vermessung der Monohüllen sehr einfach erfolgen. Andererseits wurde dadurch sichergestellt, dass in den Kriechversuchen kein PE-HD-Material zwischen den beiden Lastplatten verklemmt wurde, was die Versuchsergebnisse verfälscht hätte. Bild 4.3 zeigt eine auf diese Weise halbierte Monohülle vor einem Kriechversuch.



Bild 4.3: Halbierte Monohülle vor einem Kriechversuch

Zur Ermittlung der Verformungen der Monohüllen unter der entsprechenden Querdruckbeanspruchung wurden vier induktive Wegaufnehmer an den beiden Lastplatten befestigt. Auf diese Weise wurde im Verlauf der Versuche die Veränderung des Abstands zwischen den beiden Platten ermittelt. An den beiden Enden jeder Monohülle befand sich jeweils ein solcher Wegaufnehmer, vgl. Bild 4.4.

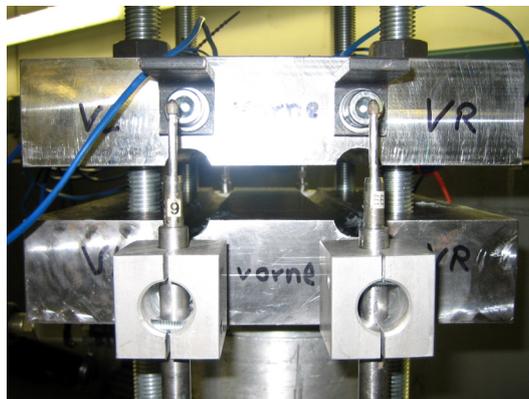


Bild 4.4: Induktive Wegaufnehmer zur Verformungsmessung der Monohüllen

Nachdem die Wegaufnehmer positioniert worden waren, wurden die Monohüllenhälften mit ihren gefetteten Spannstahlritzen in die kreisbogenförmigen Aussparungen gelegt, vgl. Bild 4.5. Die Monohüllenhälften wurden auf ihren Außenflächen gefettet, um etwaige Klemmeffekte in den kreisbogenförmigen Aussparungen der Lastplatten zu verhindern.

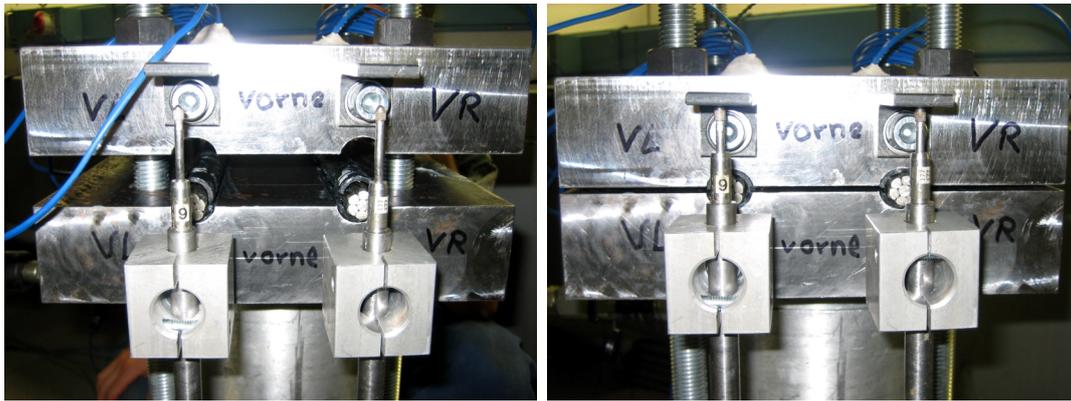


Bild 4.5: Monolitzen im Kriechversuchsstand vor (links) und nach (rechts) Anfahren des Hydraulikzylinders

Neben diesen Wegaufnehmern wurden als zusätzliche Messeinrichtung Thermoelemente in zwei kleinen Bohrungen in der oberen Lastplatte angebracht, die in allen Versuchen die Temperaturen ermittelten, vgl. Bild 4.6. Die Bohrungen reichten bis nahe an die kreisbogenförmigen Aussparungen heran, in denen sich die Monolitzen befanden.

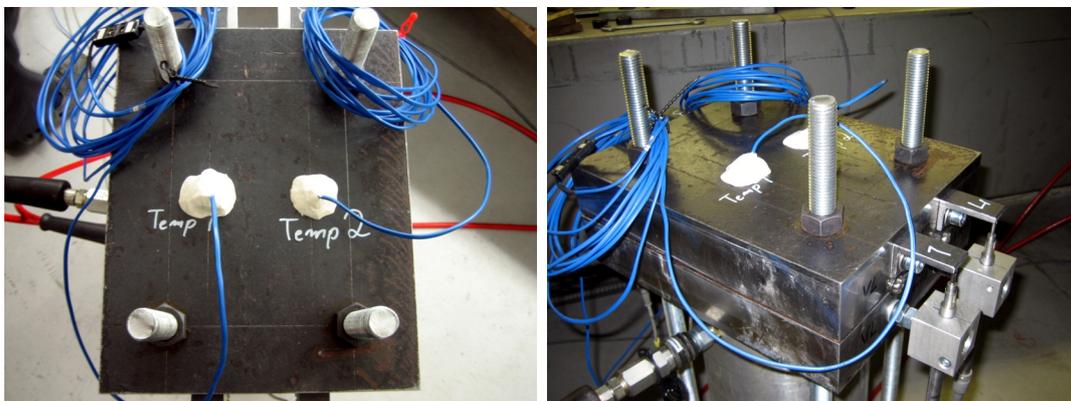


Bild 4.6: Thermoelemente in der oberen Lastplatte zur Temperaturmessung

Außer Raumtemperatur wurden in den Versuchen auch höhere Umgebungstemperaturen untersucht. Zu diesem Zweck konnte der recht handliche Kriechversuchsstand in einem Klimaschrank positioniert werden, mit dem die gewünschte Temperatur angefahren werden konnte, vgl. Bild 4.7. Die Hydraulikschläuche des Zylinders wurden durch entsprechende Öffnungen nach außen geführt. Mit Hilfe der internen Regelung des Klimaschranks wurde bei Bedarf die gewünschte Temperatur automatisch nachgeregelt.



Bild 4.7: Klimaschrank mit darin befindlichem Kriechstand im geöffneten (links) und geschlossenen (rechts) Zustand zur Realisierung von Versuchen bei erhöhter Umgebungstemperatur

Das Messprogramm wurde bereits kurz vor Beginn der Laststeigerung, die in Kraftregelung mit einer Geschwindigkeit von 30 kN/min erfolgte, gestartet. Im Rahmen der Versuche wurde alle 5 Sekunden eine Messung ausgelöst und entsprechend die Zeit, die Kraft des Hydraulikzylinders, die Wege der vier induktiven Wegaufnehmer sowie die aktuellen Temperaturen an den beiden Thermoelementen in die Messdatei geschrieben.

In den Versuchen wurde eine Standzeit von 16 Stunden gewählt. Da in den nachfolgenden praktischen und numerischen Gleitungsuntersuchungen vor allem der Prozess des Vorspannens von Interesse ist, war diese für einen Kriechversuch eigentlich recht kurze Standzeit gerechtfertigt. Die Versuche lieferten Verformungen und Verformungsraten für den Beginn der Standzeit der sich in Wirklichkeit unter Dauerlast befindlichen Kunststoffumhüllungen eines externen Spannglieds an einem Umlenksattel.

Nach der Standzeit von 16 Stunden wurde die jeweilige Last auf einen kleinen Wert von ungefähr 2 kN reduziert und der Kriechversuch weitere zwei Stunden durchgeführt. Damit konnte zumindest ansatzweise eine etwaige Rückverformung des Kunststoffs diagnostiziert werden.

4.3 Parameterwahl

Für die Querpressungen wurde vom größtmöglichen Lastzustand für die Monolitzen ausgegangen, der sich z.B. für das größte Spannglied in Verbindung mit dem kleinsten Umlenksattel ergibt. Beim betrachteten Spannverfahren [28], bestehend aus Spannbändern, folgt hieraus eine Spanngliedkraft von 2974 kN und ein zulässiger minimaler Umlenkradius von 5,0 m. Daraus errechnet sich für das unterste Spannband eine maximale Querpressung von:

$$\frac{P_{max}}{R_{min}} = \frac{2974 \text{ kN}}{5,0 \text{ m}} = 594,8 \text{ kN/m} \quad (4.1)$$

Da ein Band mit vier nebeneinander liegenden Litzen betrachtet wird, reduziert sich unter jeder dieser Litzen die anrechenbare Querpressung zu:

$$\frac{594,8 \text{ kN/m}}{4} = 148,7 \text{ kN/m} \quad (4.2)$$

Unter Berücksichtigung der Tatsache, dass pro Versuch zwei Monolitzen gleichzeitig geprüft wurden und diese Litzen 30 cm lang waren, errechnet sich eine maximale Querlast von:

$$148,7 \text{ kN/m} \cdot 0,3 \text{ m} \cdot 2 = 89,2 \text{ kN} \quad (4.3)$$

Diese Querlast stellte in den Kriechversuchen die höchste Druckkraft dar, die durch den Hydraulikzylinder aufzubringen war. Sie wurde als Querpressungsstufe 100 % bezeichnet. Im Hinblick auf die späteren Gleitungsversuche, bei denen der Vorspannprozess simuliert werden sollte, wurden zwei weitere Pressungen im niedrigeren Querdruckbereich, entsprechend eines niedrigeren Vorspanngrades, untersucht. Folgende Pressungsbereiche wurden schließlich gewählt:

- Querpressung 25 %
- Querpressung 50 %
- Querpressung 100 %

Es muss hier der Vollständigkeit halber erwähnt werden, dass die Querlaststufe von 100 % nicht zwangsläufig mit dem größten Spannglied und dem kleinsten dazugehörigen Umlenkradius realisiert werden kann. Eine Konstellation mit einem kleineren Spannglied, z.B. bestehend aus weniger Bändern, und einem in diesem Fall kleineren zulässigen Umlenkradius wäre auch denkbar.

Neben der Querpressung wurde als weiterer Parameter die Höhe der Umgebungstemperatur variiert. Da beabsichtigt war, die nachfolgenden Gleitungsversuche sowohl bei Raumtemperatur als auch bei erhöhter Umgebungstemperatur durchzuführen, wurden in den vorgeschalteten Kriechversuchen folgende Temperaturen gewählt:

- $T = \text{Raumtemperatur} = \text{RT}$
- $T = 35^\circ\text{C}$
- $T = 45^\circ\text{C}$

Jede Querpressung sollte bei jeder betrachteten Umgebungstemperatur untersucht werden. Daraus ergaben sich insgesamt neun durchzuführende Kriechversuche.

4.4 Versuchsergebnisse

4.4.1 Ausgangswandstärken der Monohüllen

Für die Versuche wurden 18 Monohüllen mit einer Länge von jeweils 30 cm benötigt. Vorab wurden 20 solcher Hüllen (zwei Reservehüllen) der Länge nach halbiert und die Ausgangswandstärken jeder Monohüllehälfte an jeweils 15 zufällig ausgewählten Stellen mit Hilfe einer digitalen Messuhr ermittelt. Es ergaben sich so 600 Messwerte, die in dem folgenden Bild 4.8 als Histogramm dargestellt sind.

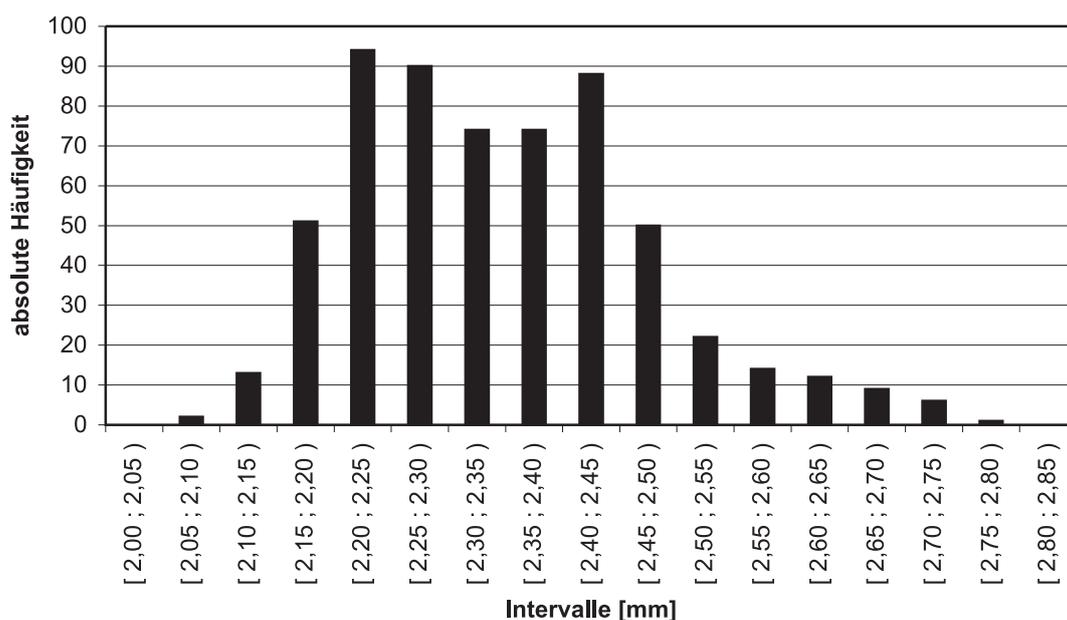


Bild 4.8: Häufigkeitsverteilung der Monohüllenwandstärken

Man kann erkennen, dass die Wandstärken eine recht starke Streuung aufweisen. Aus diesem Grund wurde für die nachfolgende Auswertung der Kriechversuche dazu übergegangen, dimensionslose Stauchungen anstelle von absoluten Wandstärkewerten zu verwenden. Ein Vergleich der Versuche ist auf diese Weise einfacher und objektiver möglich. Hierfür wurde für jede untersuchte Monohülle die mittlere Ausgangswandstärke ermittelt und zu den Messwerten der jeweiligen induktiven Wegaufnehmer ins Verhältnis gesetzt. Dabei musste berücksichtigt werden, dass sich die mit den Wegaufnehmern gemessenen Wege auf zwei nachgiebige Schichten aufteilen, d.h. die obere und die untere Monohüllenhälfte. Dies wurde bei der Berechnung der Stauchungen durch eine Halbierung der Messwerte erreicht.

Es wurde also unterstellt, dass sich bei diesem symmetrischen System und der symmetrischen Belastung die Verformungen gleichmäßig auf die obere und untere PE-HD-Schicht aufteilen.

4.4.2 Umgebungstemperaturen

Die beiden Thermoelemente befanden sich während aller neun Versuche in der oberen Lastplatte, vgl. Bild 4.6. Die Auswertung der Messwerte lieferte die in Tabelle 4.1 aufgeführten Temperaturen, wobei jeweils der Mittelwert aus beiden Thermoelementen angegeben ist und der Tabellenwert die mittlere Temperatur über die Dauer des jeweiligen Versuchs darstellt.

Tabelle 4.1: Mittlere Umgebungstemperaturen während der Kriechversuche

Versuch Nr.	Querpressung	Soll-Temperatur	Ist-Temperatur
1	25 %	Raumtemperatur	25,22 °C
2	50 %	Raumtemperatur	24,77 °C
3	100 %	Raumtemperatur	24,50 °C
4	25 %	35 °C	33,18 °C
5	50 %	35 °C	35,95 °C
6	100 %	35 °C	35,38 °C
7	25 %	45 °C	45,00 °C
8	50 %	45 °C	45,67 °C
9	100 %	45 °C	45,19 °C

Man sieht, dass die Zieltemperaturen recht gut erreicht wurden. Des Weiteren ist erkennbar, dass die untemperierten Versuche bei Raumtemperatur recht hohe Umgebungstemperaturen aufwiesen (zwischen 24,50 °C und 25,22 °C). Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Kriechversuche während der Sommermonate stattfanden und demnach die Temperatur in der Prüfhalle recht hoch war. Die Versuche bei Raumtemperatur (RT) können daher als Versuche bei $T = 25\text{ °C}$ aufgefasst werden.

4.4.3 Betrachtung der Gesamtstauchungen

In Bezug auf die Gesamtstauchungen der Monohüllen sind unterschiedliche Vergleiche denkbar. Ein Vergleich kann durch Konstanthalten der Umgebungstemperatur und Variation der Querpressungen erfolgen. Eine andere Möglichkeit besteht darin, die Stauchungen bei konstanter Querpressung, aber variabler Umgebungstemperatur miteinander zu vergleichen. Beide Vorgehen führen für diese Versuche zu interessanten Ergebnissen und sollen im Folgenden dargelegt werden.

4.4.3.1 Vergleich der Gesamtstauchungen bei jeweils konstanter Umgebungstemperatur

Naturgemäß zeigten sich die größten Gesamtstauchungen in allen Temperaturbereichen bei den jeweils höchsten Querpressungen, vgl. Bilder 4.9 bis 4.11.

Es ist jeweils kein linearer Zusammenhang zwischen der beobachteten Stauchung und dem vorliegenden Lastniveau festzustellen. D.h. eine Verdopplung der Querlast führt nicht zu einer Verdopplung der auftretenden Verformungen. In allen Diagrammen ist sowohl die zeitabhängige Stauchungszunahme während der Belastungszeit von 16 Stunden erkennbar als auch die tendenzielle zeitabhängige Rückverformung des PE-HD in der Phase des geringeren Querlastniveaus während der nachfolgenden zwei Stunden.

Ebenso ist eine große Ähnlichkeit zur qualitativen Verformungsdarstellung eines Polymerwerkstoffes gemäß Bild 3.1 erkennbar.

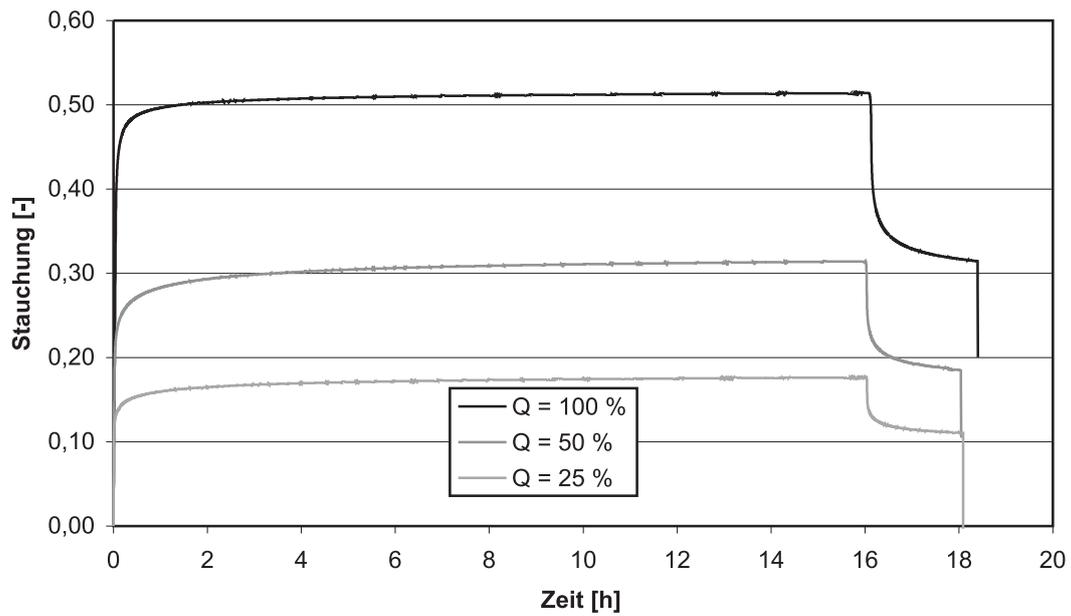


Bild 4.9: Mittlere Gesamtstauchung der Monohüllen, T = RT

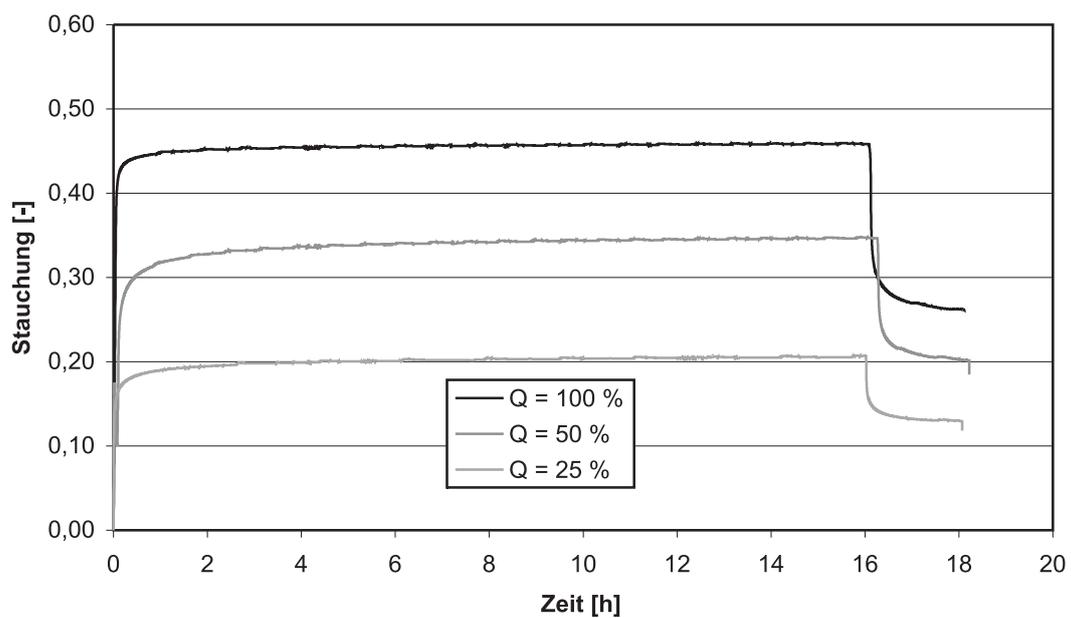


Bild 4.10: Mittlere Gesamtstauchung der Monohüllen, T = 35 °C

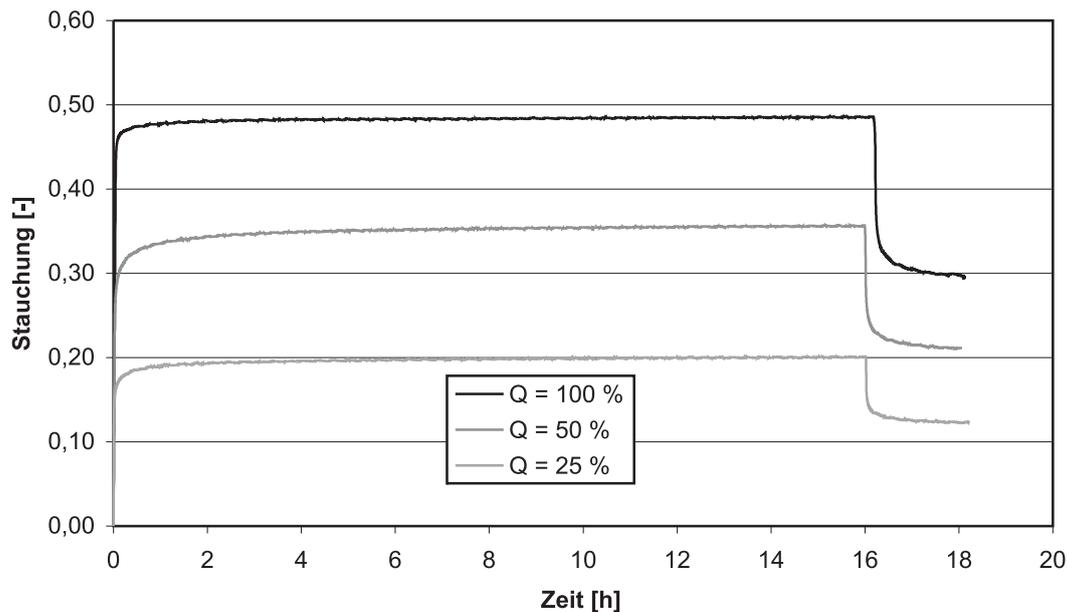
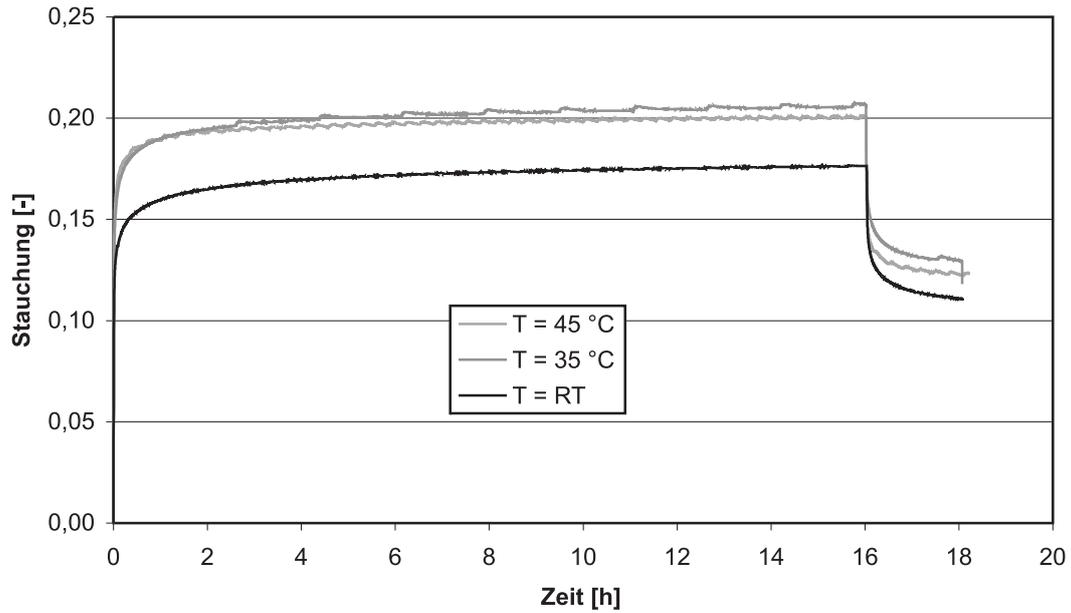
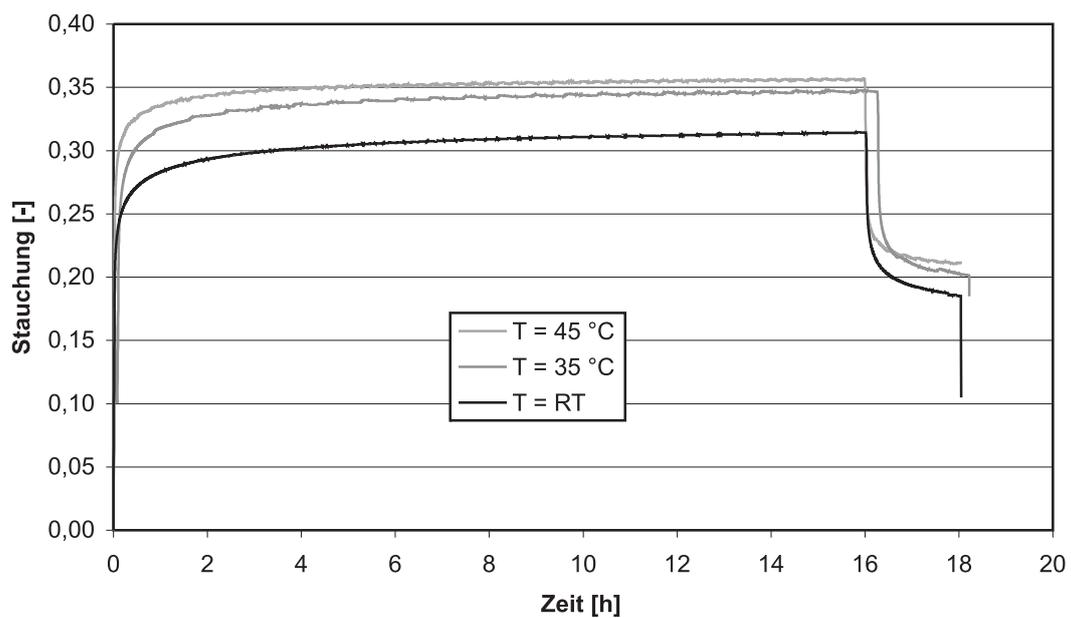


Bild 4.11: Mittlere Gesamtstauchung der Monohüllen, $T = 45\text{ °C}$

4.4.3.2 Vergleich der Gesamtstauchungen bei jeweils konstanter Querpressung

Wenn man nun die Gesamtstauchungen für jedes Querlastniveau in den unterschiedlichen Temperaturbereichen betrachtet, so sind interessante Phänomene festzustellen. Die höchste Gesamtstauchung nach 16 Stunden Querlastbeanspruchung wird für das höchste Lastniveau nicht etwa bei der höchsten Umgebungstemperatur erreicht, sondern bei der niedrigsten. Allerdings sind die Anfangsverformungen nach Laststeigerung für Raumtemperatur in allen Lastniveaus am geringsten, vgl. Bilder 4.12 bis 4.14. Der Werkstoff ist also bei Raumtemperatur steifer und besitzt eine höhere Festigkeit, neigt allerdings bei höheren Querpressungen und Raumtemperatur stärker zum Kriechen als bei höheren Umgebungstemperaturen. Bei geringeren Querpressungen zeigen die Monohüllen aus den Versuchen mit höherer Umgebungstemperatur größere Gesamtstauchungen als die Monohüllen aus den Versuchen bei Raumtemperatur.

Bild 4.12: Mittlere Gesamtstauchung der Monohüllen, $Q = 25\%$ Bild 4.13: Mittlere Gesamtstauchung der Monohüllen, $Q = 50\%$

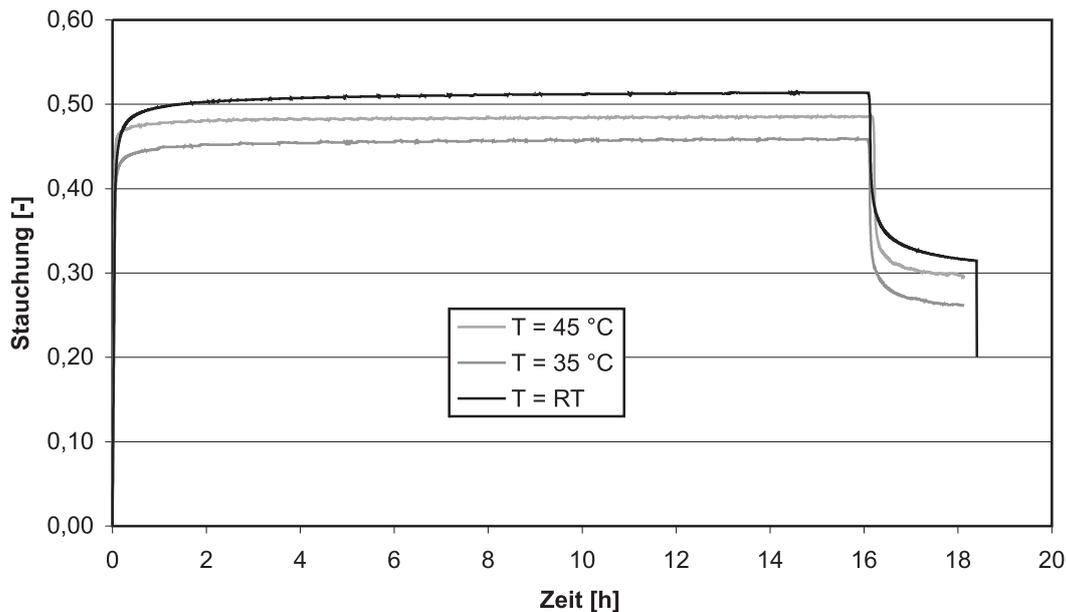


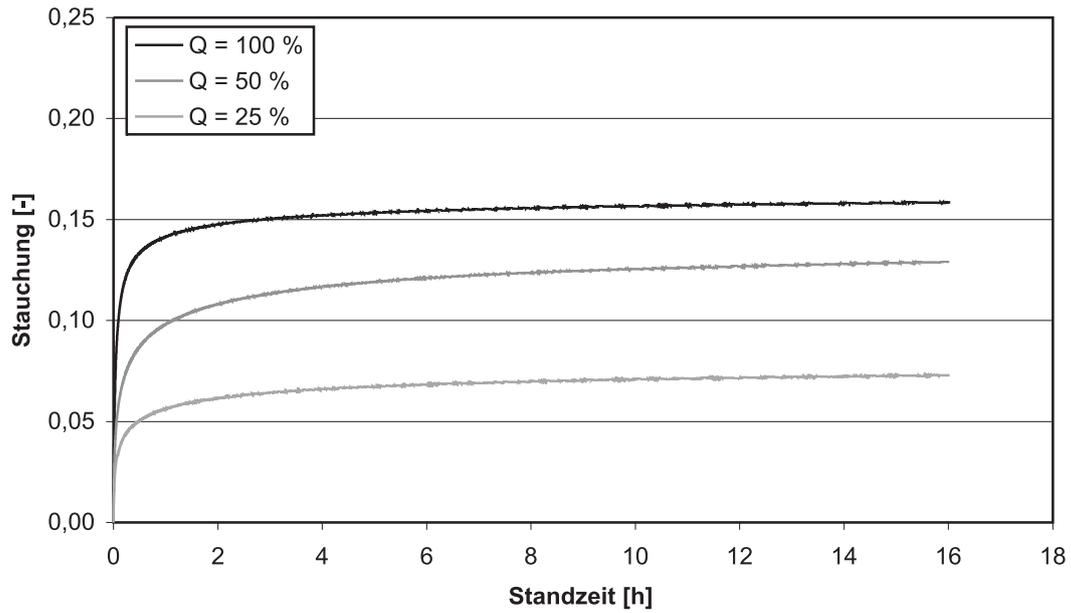
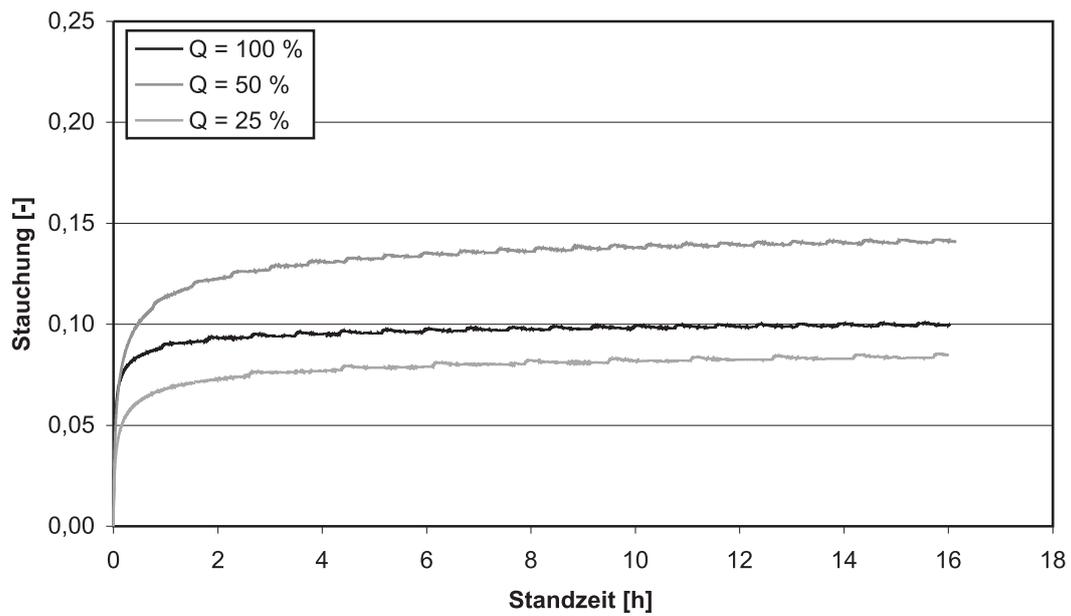
Bild 4.14: Mittlere Gesamtstauchung der Monohüllen, $Q = 100\%$

4.4.4 Betrachtung der Stauchungszunahmen

4.4.4.1 Vergleich der Stauchungszunahmen bei jeweils konstanter Umgebungstemperatur

Etwas genauer kann man das Kriechverhalten von PE-HD verstehen, wenn man lediglich die zeitabhängigen Verformungszunahmen nach der Phase der Lastaufbringung, die mit Erreichen der Ziellast abgeschlossen ist, betrachtet. Diese Stauchungen hatten nach der Lastaufbringung alle zunächst den Wert Null, vgl. Bilder 4.15 bis 4.17.

Für Raumtemperatur wurden mit höherer Querpressung auch immer höhere Stauchungszunahmen festgestellt, vgl. Bild 4.15. Bei $T = 35\text{ °C}$ und $T = 45\text{ °C}$ verlagert sich die maximale Stauchungszunahme in den Bereich der Querpressungsstufe von 50 %, vgl. Bild 4.16 und Bild 4.17. Mit steigender Umgebungstemperatur neigen die Monohüllen also eher bei mittleren Querpressungen zum Kriechen. Die höchste Stauchungszunahme überhaupt wurde im Versuch mit 100 % Querpressung und Raumtemperatur festgestellt. Für $T = 35\text{ °C}$ erreicht allerdings der Versuch mit 50 % nach 16 Stunden Standzeit nahezu den soeben genannten Maximalwert.

Bild 4.15: Mittlere Stauchungszunahme während der Standzeit, $T = RT$ Bild 4.16: Mittlere Stauchungszunahme während der Standzeit, $T = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$

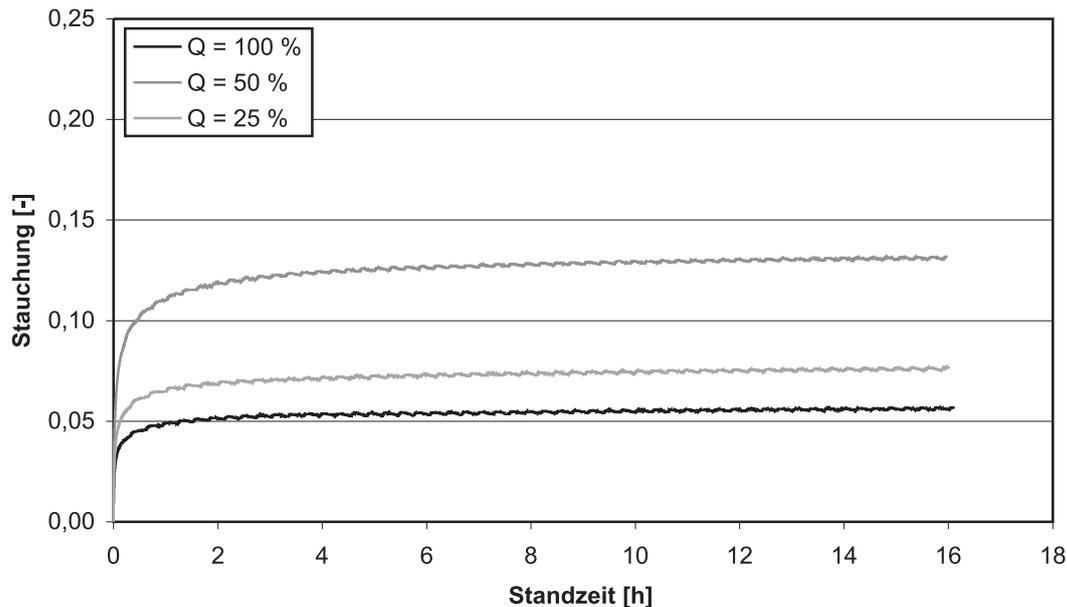


Bild 4.17: Mittlere Stauchungszunahme während der Standzeit, $T = 45\text{ °C}$

4.4.4.2 Vergleich der Stauchungszunahmen bei jeweils konstanter Querpressung

Für niedrige bis mittlere Querpressungen liegen die Stauchungszunahmen in allen untersuchten Temperaturbereichen nahe beieinander, vgl. Bild 4.18 und Bild 4.19. Die Unterschiede im Kriechverhalten sind in diesen Querlastbereichen also nicht besonders stark von der herrschenden Umgebungstemperatur abhängig. Wohl aber kann festgestellt werden, dass bei diesen Querpressungen bei Raumtemperatur geringere Verformungszunahmen als bei höheren Umgebungstemperaturen auftreten. Beim höchsten Querlastniveau sind die Unterschiede eklatant. Betragen die Stauchungszunahmen bei Raumtemperatur nach 16 Stunden noch etwas mehr als 15 %, sinkt der Wert für $T = 35\text{ °C}$ auf 10 %, für $T = 45\text{ °C}$ sogar nur auf ungefähr 5 %, vgl. Bild 4.20.

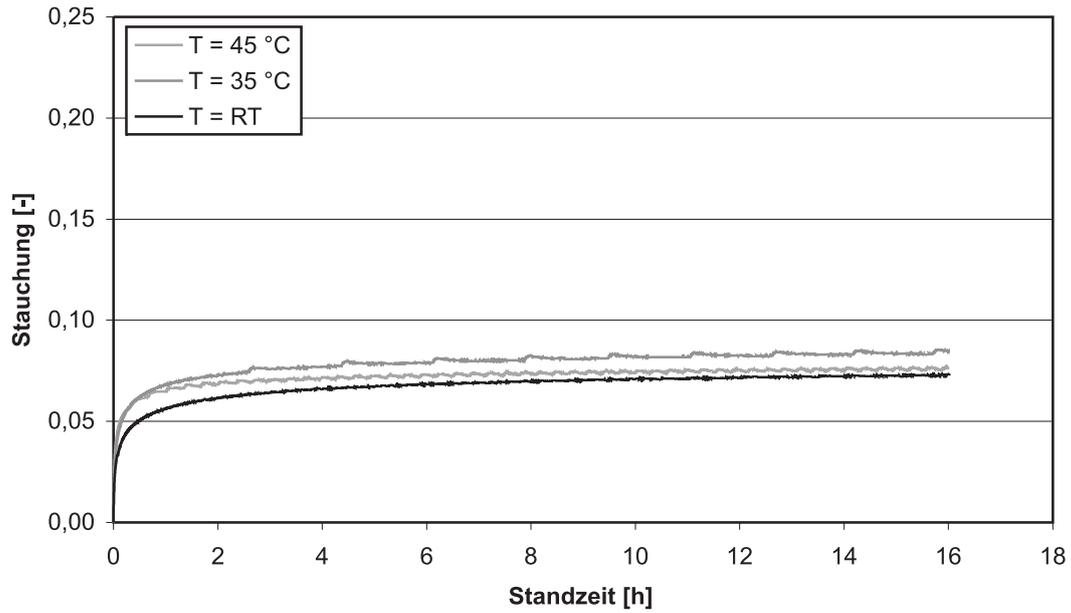


Bild 4.18: Mittlere Stauchungszunahme während der Standzeit, $Q = 25\%$

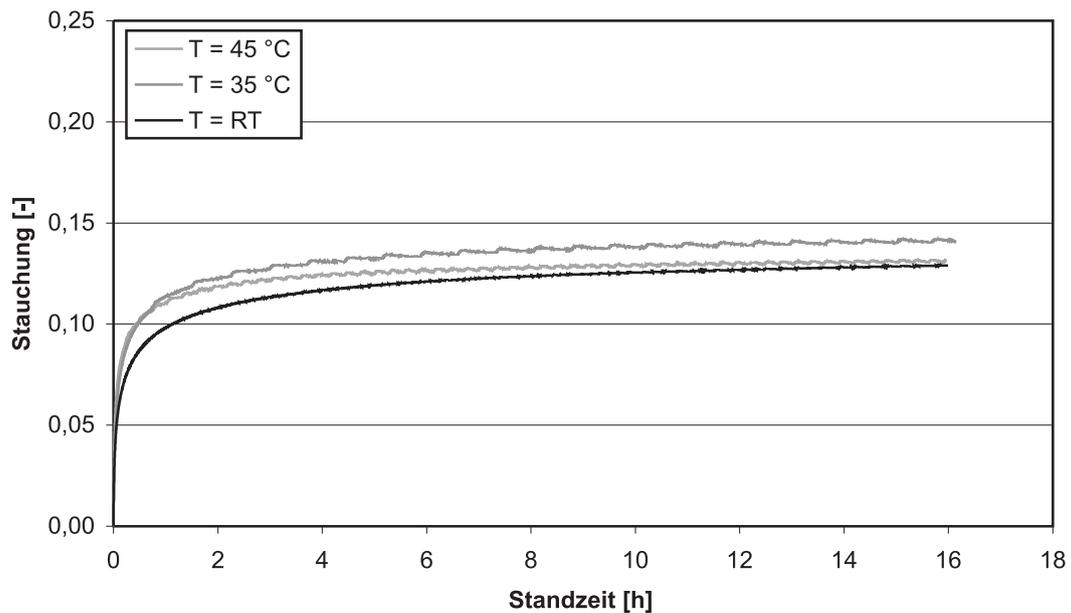


Bild 4.19: Mittlere Stauchungszunahme während der Standzeit, $Q = 50\%$

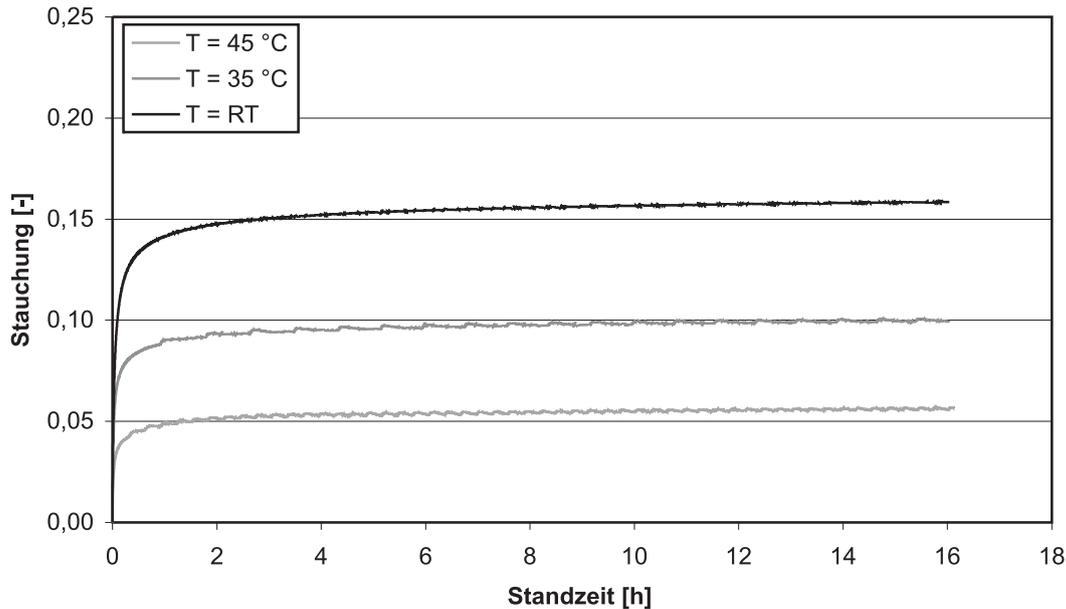


Bild 4.20: Mittlere Stauchungszunahme während der Standzeit, $Q = 100\%$

4.4.5 Betrachtung der Stauchungsraten

4.4.5.1 Generelles Vorgehen

Mit Hilfe der Versuchsdaten konnten Stauchungsraten ermittelt werden, indem die Zunahme der Stauchung als Stauchungsdifferenz zum jeweils vergangenen Zeitschritt als Zeitschritt ins Verhältnis gesetzt wurde:

$$\dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{dt} = \text{Stauchungsrate} = \frac{\text{Stauchungsdifferenz}}{\text{Zeitschritt}} = \frac{\Delta\varepsilon}{\Delta t} \quad (4.4)$$

Die Versuchsdaten zeigten bei dieser Umrechnung geringfügige Streuungen. Da hier nur ein qualitativer Vergleich der Stauchungsraten stattfinden sollte, wurden die berechneten Werte „geglättet“. Dies geschah über einen exponentiellen Ansatz der Form:

$$\dot{\varepsilon} = A \cdot t^{-n} \quad (4.5)$$

A kennzeichnet dabei einen Vorfaktor, dessen Dimension sich nach dem gewählten Exponenten n für die Zeit t richtet. Dieser hier zunächst als globaler Vorfaktor zu betrachtende Wert A berücksichtigt sowohl den Einfluss der Querpressung, d.h. das Spannungsniveau, als auch zu bestimmten Anteilen den Einfluss der Zeit. Bei dieser ersten

Betrachtungsweise zeigten Werte zwischen 1 und 0,80 für den Exponenten n recht gute Übereinstimmungen zu den Versuchsdaten. Je höher die Umgebungstemperatur war, desto bessere Übereinstimmungen konnten mit kleineren Werten für n gefunden werden. Durch den insgesamt gesehen negativen Exponenten („-n“) führt dies zu schnelleren Kriechprozessen, d.h. zu höheren Stauchungsraten bei höheren Umgebungstemperaturen. Es konnte festgestellt werden, dass mit Hilfe eines solchen Ansatzes das zeitabhängige Verformungsverhalten des Kunststoffes recht gut beschrieben werden kann, wie auch aus dem folgenden Bild 4.21 deutlich wird. Ein ähnlicher Ansatz wurde daher auch bei der numerischen Untersuchung des Kriechens gewählt, vgl. Kapitel 6.

Eine andere Möglichkeit hätte darin bestanden, für die viskoelastische Verformung einen Ansatz entsprechend Gleichung (3.6) zu wählen, das Kriechen also unter Zuhilfenahme einer e-Funktion zu beschreiben. Das Kriechen des Kunststoffes führt allerdings dazu, dass sich durch Umlagerungseffekte innerhalb des Polyethylens die kriecherzeugende Druckspannung σ_0 kontinuierlich ändert, so dass auch für diese Spannung eine unbekannte Zeitabhängigkeit hätte berücksichtigt werden müssen. Aus diesem Grund wurde dieser Ansatz zur anschaulichen Darstellung der Stauchungsraten hier nicht gewählt.

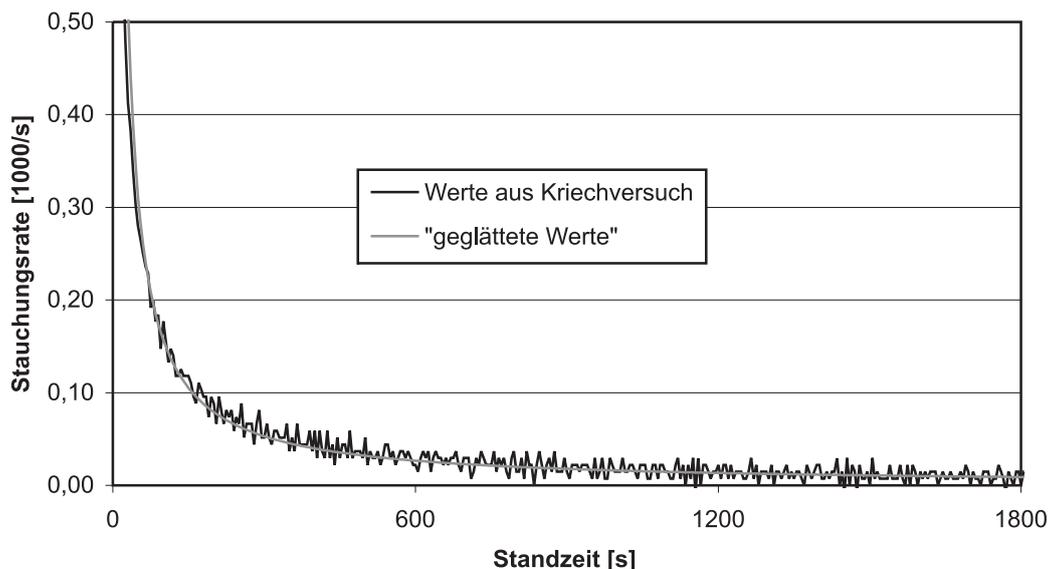


Bild 4.21: Vergleich der Stauchungsraten aus den Versuchswerten mit geglätteten Werten am Beispiel des Kriechversuchs für $Q = 50\%$ und $T = RT$

4.4.5.2 Vergleich der Stauchungsraten bei jeweils konstanter Umgebungstemperatur

Zu Beginn der Standzeit treten für gewöhnlich die höchsten Dehnungs- bzw. Stauchungszunahmen auf, da hier die ausgeprägtesten Umlagerungsprozesse im betrachteten Werkstoff stattfinden. Da vor allem dieser Zeitbereich für die geplante Simulation von Gleitvorgängen eines externen Spannglieds beim Vorspannprozess von Interesse sind, sollen die geglätteten Stauchungsraten nachfolgend für die ersten 30 Minuten der Standzeit betrachtet werden.

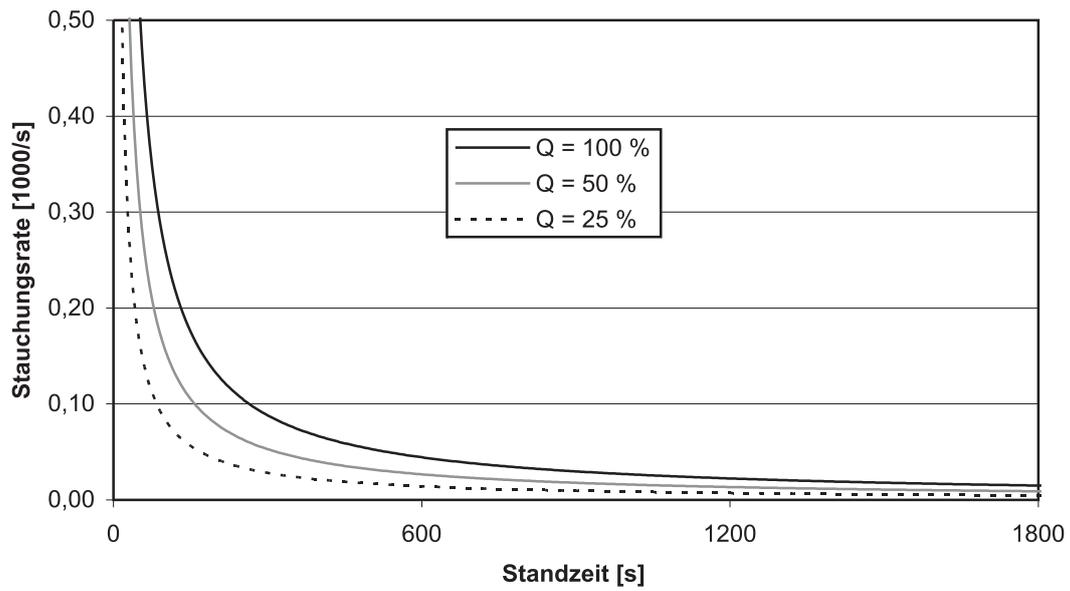
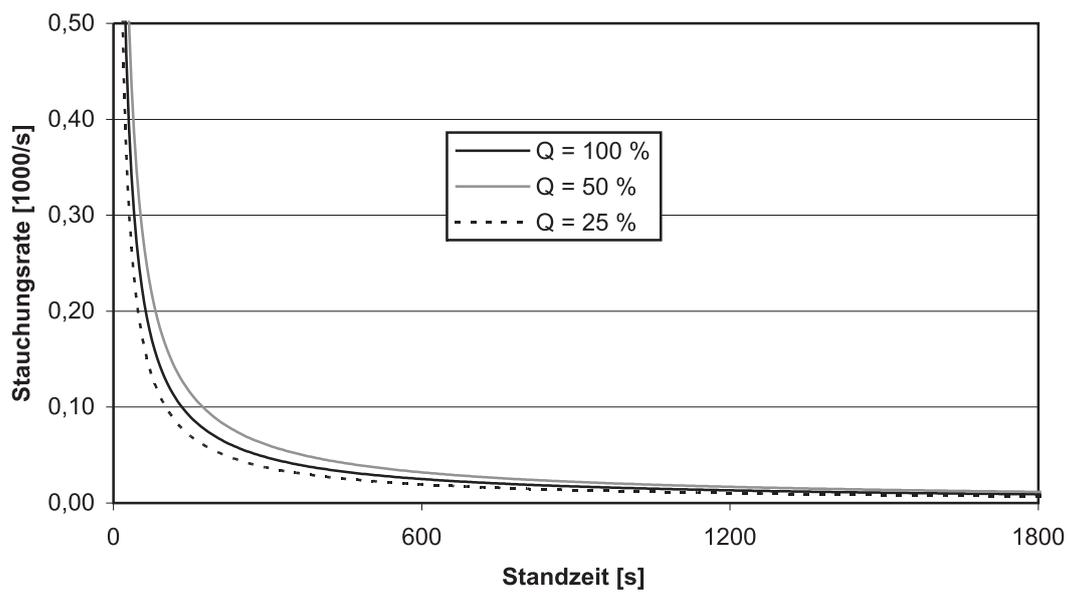
Für Raumtemperatur wurden beim PE-HD die vielleicht am ehesten zu erwartenden Zusammenhänge bei den Stauchungsraten festgestellt, vgl. Bild 4.22. Allgemein galt hier, dass mit steigender Querpressung auch die Stauchungsraten zu Beginn der Standzeit größer wurden. Auch nach der ersten halben Stunde waren bei den verschiedenen Lastniveaus weiterhin Unterschiede in den Stauchungsraten erkennbar, wobei sich die Monohülle aus dem Versuch mit der höchsten Querlaststufe immer noch am stärksten weiter verformte.

Für $T = 35\text{ °C}$ wurde festgestellt, dass sich die höchsten Stauchungsraten für die mittlere Querpressung ergaben. Insgesamt gesehen sind die Unterschiede der Stauchungsraten bei den drei untersuchten Querpressungen nicht mehr so stark ausgeprägt wie bei Raumtemperatur, vgl. Bild 4.23.

Auch bei $T = 45\text{ °C}$ waren zu Beginn der Standzeit die höchsten Stauchungsraten bei der mittleren Querlast zu erkennen. Hier zeigte sogar der Versuch mit einer Querpressung von 25 % eine höhere Stauchungsrate als der Versuch mit 100 %, vgl. Bild 4.24.

Sowohl bei $T = 35\text{ °C}$ als auch bei $T = 45\text{ °C}$ waren nach den ersten 30 Minuten kaum noch Unterschiede in den Stauchungsraten bei den unterschiedlichen Querlasten erkennbar. Der Werkstoff zeigte bereits früher als bei Raumtemperatur ein Abklingen der Verformungszunahmen. Die zeitabhängigen Verformungsprozesse des PE-HD liefen demnach bei höherer Umgebungstemperatur tatsächlich beschleunigt ab, wie dies auch bereits in Kapitel 3 dargelegt wurde.

Diese erkannten Phänomene werden auf das Materialverhalten des PE-HD zurückgeführt, das am Ende dieses Kapitels zusammenfassend beschrieben werden soll.

Bild 4.22: Mittlere Stauchungsrate zu Beginn der Standzeit, $T = RT$ Bild 4.23: Mittlere Stauchungsrate zu Beginn der Standzeit, $T = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$

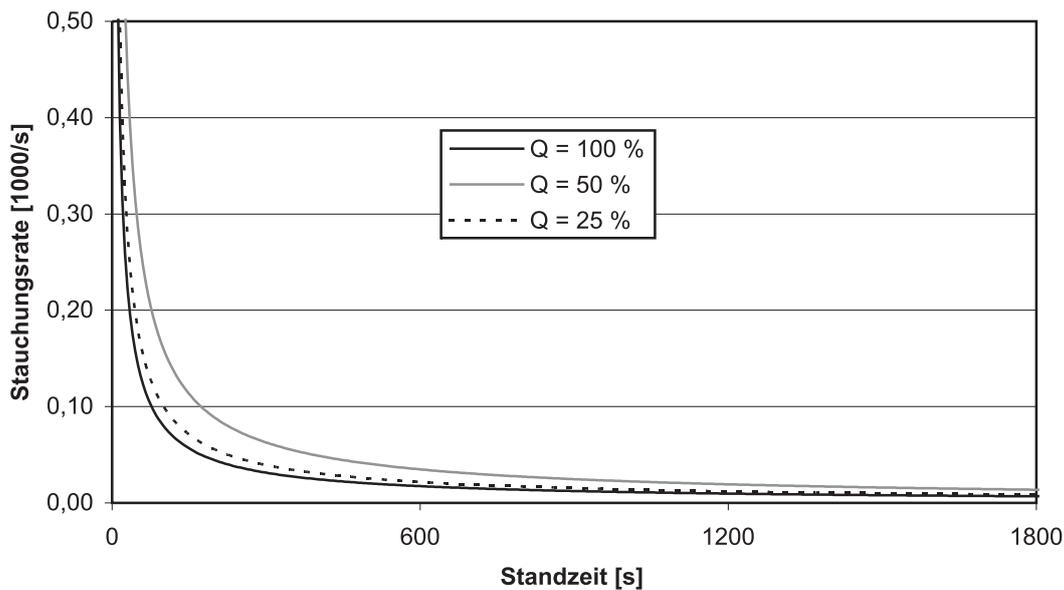


Bild 4.24: Mittlere Stauchungsrate zu Beginn der Standzeit, $T = 45\text{ °C}$

4.4.5.3 Vergleich der Stauchungsraten bei jeweils konstanter Querpressung

Bei dieser Betrachtungsweise fällt auf, dass für niedrige und mittlere Querpressungen so gut wie keine Unterschiede in den anfänglichen Stauchungsraten festzustellen sind, vgl. Bild 4.25 und Bild 4.26. Die Unterschiede in den Kriechdehnraten sind bei den untersuchten Umgebungstemperaturen in diesen Querpressungsbereichen eher gering.

Für hohe Querpressungen ist dagegen klar zu erkennen, dass bei Raumtemperatur die höchsten Stauchungsraten auftreten, vgl. Bild 4.27. Die Unterschiede zwischen $T = 35\text{ °C}$ und $T = 45\text{ °C}$ sind nicht so gravierend. Ein Materialgesetz, mit dem das Kriechen beschrieben werden soll, muss für die untersuchten Temperaturbereiche vor allem bei hohen Querpressungen große Unterschiede aufweisen.

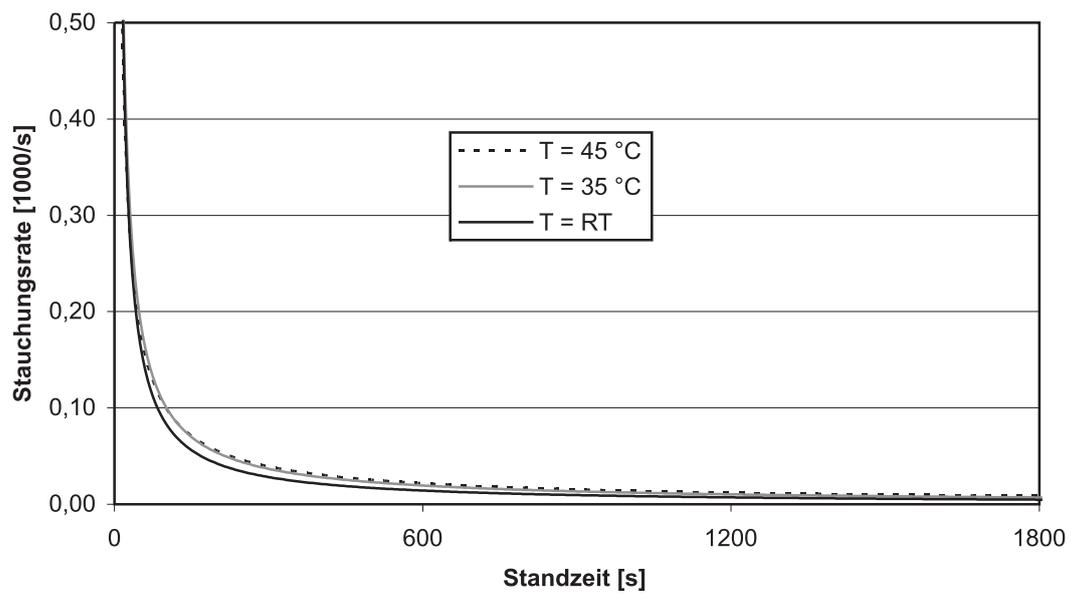


Bild 4.25: Mittlere Stauchungsrate zu Beginn der Standzeit, Q = 25 %

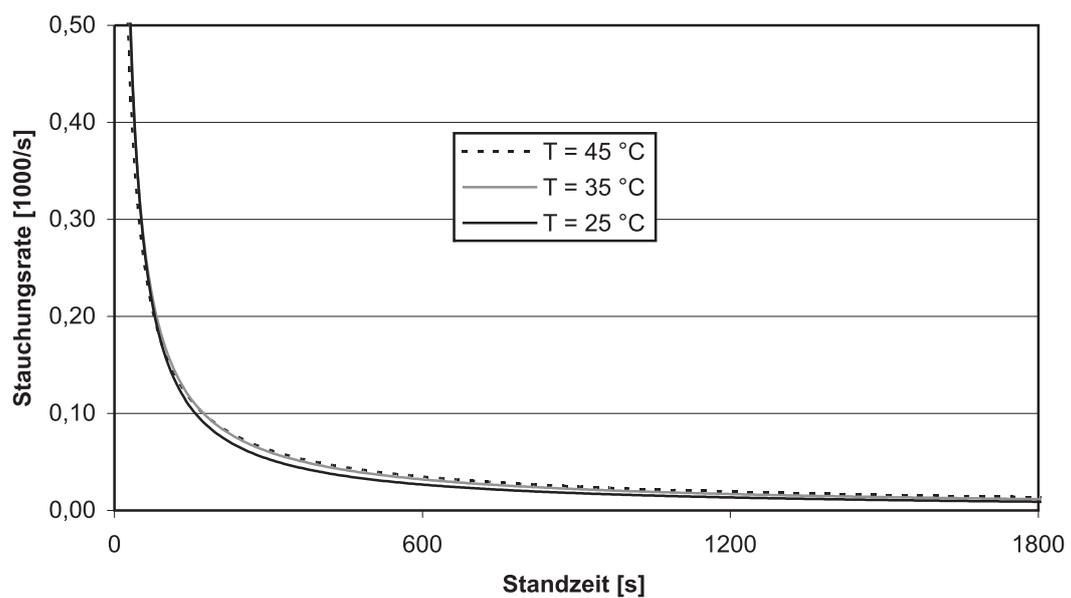


Bild 4.26: Mittlere Stauchungsrate zu Beginn der Standzeit, Q = 50 %

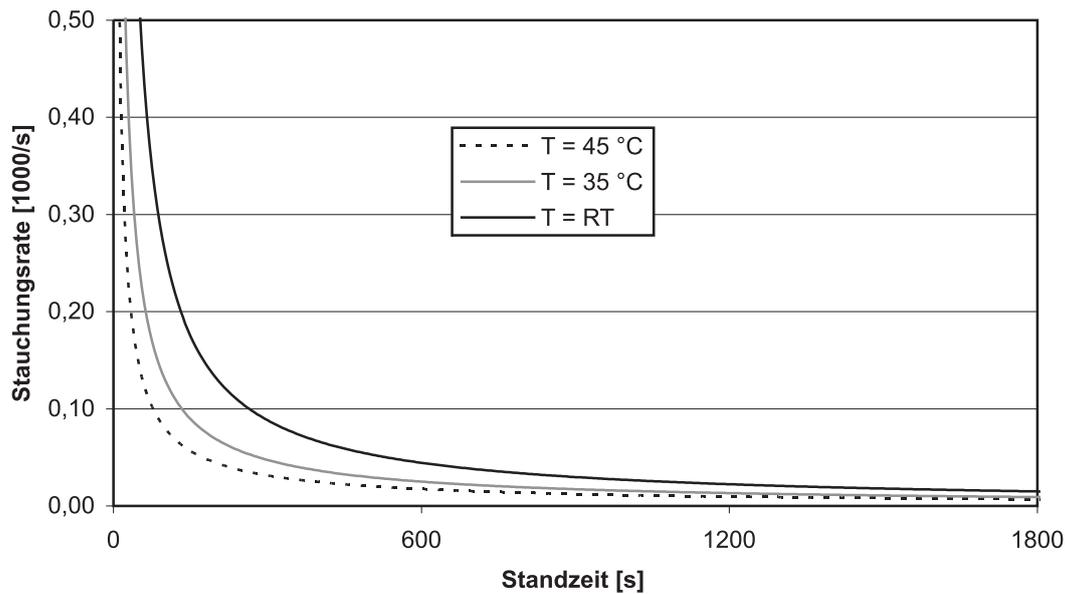


Bild 4.27: Mittlere Stauchungsrate zu Beginn der Standzeit, $Q = 100\%$

4.4.6 Schlussfolgerungen aus den Ergebnissen der Kriechversuche

Die durchgeführten Kriechversuche trugen einen großen Anteil zum besseren Verständnis des Materialverhaltens von quer gedrückten Monohüllen aus PE-HD bei. Grundsätzlich kann von keinem linearen Zusammenhang zwischen vorliegender Querpressung und daraus resultierender Stauchung ausgegangen werden.

Bei höheren Umgebungstemperaturen werden bereits während der Lastaufbringung durch das weichere Materialverhalten des Kunststoffes größere Anfangsstauchungen erzielt. D.h. der Werkstoff zeigt bei höherer Umgebungstemperatur eine geringere Steifigkeit und Festigkeit. In der folgenden Tabelle 4.2 sind einige Stauchungswerte aus den Versuchen zu verschiedenen Zeiten vergleichend zusammengefasst, mit denen die bisherigen Feststellungen mit absoluten Zahlenwerten bestätigt werden können. Der Zeitpunkt „ $t = 0$ h“ ist dabei als Zeitpunkt unmittelbar nach Abschluss der Laststeigerung zu verstehen. Aus der Tabelle wird das weichere Materialverhalten des Polyethylens mit steigender Umgebungstemperatur deutlich. Allerdings ist für $T = 35\text{ °C}$ und $Q = 100\%$ lediglich eine geringfügig größere Anfangsstauchung zu Beginn der Standzeit erkennbar als für $T = 25\text{ °C}$ und $Q = 100\%$. Die Unterschiede zu $T = 45\text{ °C}$ und $Q = 100\%$ sind dagegen sehr deutlich. Im Vergleich zu den anderen Werten scheint dieser Wert ($T = 35\text{ °C}$, $Q = 100\%$, $t = 0$ h) etwas zu niedrig zu sein. Unter Umständen hätte eine größere Zahl an Kriechver-

suchen mit den gewählten Parametern zu etwas anderen Ergebnissen geführt.

Tabelle 4.2: Zusammenfassung einiger Verformungswerte der Monohüllen aus den Kriechversuchen

Versuch		Mittlere Stauchung der Monohüllen in [%]				Kriechstauchung in [%] „t = 15 h“ – „t = 0 h“
Temp.	Q	t = 0 h	t = 1 h	t = 5 h	t = 15 h	
RT	25 %	10,35	15,97	17,08	17,61	7,26
RT	50 %	18,53	28,34	30,45	31,38	12,85
RT	100 %	35,54	49,69	50,87	51,36	15,82
35 °C	25 %	12,19	19,00	20,05	20,54	8,35
35 °C	50 %	20,56	31,92	33,80	34,59	14,03
35 °C	100 %	35,89	44,91	45,45	45,86	9,97
45 °C	25 %	12,45	18,91	19,72	20,09	7,64
45 °C	50 %	22,51	33,53	34,97	35,57	13,06
45 °C	100 %	42,91	47,82	48,30	48,53	5,62

Für die nach Abschluss der Laststeigerung auftretenden Kriechprozesse ergibt sich folgender Zusammenhang:

Durch das weichere Materialverhalten bei höheren Umgebungstemperaturen werden im Fall der hier betrachteten Monolitzen einerseits größere Bereiche der Monohülle um die jeweils anliegenden Außendrähne der Litze zur Querlastabtragung herangezogen und Spannungsspitzen abgebaut. Andererseits ist das Spannungsniveau durch die geringere Festigkeit an und für sich geringer. Beide Phänomene bewirken, dass Kriecheffekte bei höheren Querpressungen und Umgebungstemperaturen zurückgedrängt werden und sich die größten Stauchungsraten dann eher in einen mittleren Querpressungsbereich verlagern. In diesem mittleren Querpressungsbereich ergibt sich bei den untersuchten höheren Umgebungstemperaturen für das Kriechen eine optimale Kombination aus Querlast und (weiterem) Verformungsvermögen des PE-HD. Bei Raumtemperatur kann dagegen davon ausgegangen werden, dass mit größerer Querpressung auch die zeitabhängigen Verformungen zunehmen, allerdings sollte auch hier von keinem linearen Zusammenhang ausgegangen werden. Bei Vergleich der Kriechstauchungen gilt für alle untersuchten Querpressungsbereiche, dass Polyethylen bei $T = 35\text{ °C}$ stärker zum Kriechen neigt als bei $T = 45\text{ °C}$.

Nach Entlastung gingen die Verformungen bei keiner untersuchten Monohülle wieder vollständig zurück. Es muss also für alle Querlastniveaus von einem plastischen Verformungsanteil ausgegangen werden. Ein elastischer Anteil, der sich nach einer Entlastung unmittelbar wieder zurückbildet, ist grundsätzlich immer feststellbar und sollte von einem Materialgesetz zur Beschreibung des Kunststoffes berücksichtigt werden.

Die zeitabhängigen Verformungen hängen sowohl von der Last als auch von der Temperatur ab. Ein Materialgesetz, mit dem das Kriechen unter Dauerlast numerisch simuliert werden soll, muss demnach sowohl den Faktor Zeit als auch den Einfluss der Last und der Temperatur berücksichtigen.

5 Gleitungsversuche mit externen Spanngliedern

5.1 Vorbemerkung und Motivation

Es wurde bereits darauf hingewiesen, dass fast alle der in Deutschland bauaufsichtlich zugelassenen externen Spannverfahren ein Korrosionsschutzsystem besitzen, das sich aus mehreren Schichten zusammensetzt. Durch diese Mehrschichtigkeit sind beim Vorspannen an den Umlenksätteln unterschiedliche Gleitungen möglich. Das Auftreten einer bestimmten Gleitung setzt voraus, dass für diese Relativverschiebung des Spannglieds auf Grund der vorliegenden Randbedingungen der entsprechende Reibungswiderstand der Gleitpartner geringer ist als in den anderen Schichten. Von besonderem Interesse sind in diesem Zusammenhang die innere und die äußere Gleitung.

Bauseitig wird versucht, durch einen entsprechenden Sattelaufbau die eine oder andere Gleitungsart, meist die äußere Gleitung, vorwiegend zu verwirklichen. Dies führt oft, aber nicht immer zum Erfolg. Die äußere Gleitung muss bei jedem Spannvorgang sogar zu einem bestimmten prozentualen Anteil vorherrschen bzw. werden in bauaufsichtlichen Zulassungen Maximalwerte für den erlaubten Dehnweganteil mit innerer Gleitung angegeben. Interessanterweise werden darüber hinaus in den bauaufsichtlichen Zulassungen lediglich globale Reibungsbeiwerte angegeben, ohne weitere Differenzierung, ob eine innere oder äußere Gleitung stattfindet.

Durch die Verwendung des Kunststoffes Polyethylen mit seinen in Kapitel 3 beschriebenen und in Kapitel 4 mit Versuchen quantifizierten Materialeigenschaften ist bei den sich ergebenden Beanspruchungen am Umlenksattel aus einer Kombination von Querpressung mit Gleitbewegung eine Vielzahl von Parametern denkbar, die das Gleitverhalten des Spannglieds beeinflussen können.

Ziel der im Folgenden beschriebenen Versuche war es, verschiedene Einflussparameter für die Art der auftretenden Gleitung beim Spannvorgang zu untersuchen. In den Versuchen wurden daher verschiedene Randbedingungen variiert. Es war zu untersuchen, ob die auf der Baustelle häufig beobachteten, scheinbar zufällig auftretenden Gleitungsar-

ten begründbar und damit besser vorhersagbar sind.

5.2 Denkbare Einflussparameter für die Art der auftretenden Gleitung

5.2.1 Sattelmateriale und Sattelausbildung

Die Wahl des Sattelmateriale kann eine wichtige Rolle spielen. Denkbar bzw. bauaufsichtlich zugelassene Materialien sind Kunststoff in Form von PE-HD oder korrosionsgeschützter Stahl. Es war zu untersuchen, ob die beiden Materialien unterschiedliche Reibungsbeiwerte aufweisen, die einer Bewegung des sich darauf befindlichen Spannglieds andere Widerstände entgegensetzen. Alternativ bieten die Spannverfahrenhersteller in ihren bauaufsichtlichen Zulassungen die Möglichkeit an, die Satteloberfläche zusätzlich mit einem Fett zu schmieren, eventuell noch mit einem weiteren Gleitpartner in Form eines eingelegten Edelstahlbleches oder einer PTFE-Folie, um damit noch wahrscheinlicher eine äußere Gleitung zu erzielen.

5.2.2 Querdruck

In Abhängigkeit von der Spanngliedkraft und des am Sattel vorliegenden Umlenkradius ergeben sich für die Spanngliedumhüllungen unterschiedliche Querpressungen. Beim Anspannvorgang steigern sich diese Querpressungen allmählich. Dadurch erhöhen sich die Beanspruchungen für die Umhüllungen und es werden Umformprozesse im Kunststoff eingeleitet. Der Widerstand gegen Relativverschiebungen zwischen den Kunststoffen bzw. zwischen Kunststoff und Stahl kann sich entsprechend verändern, was einen Einfluss auf die Art der auftretenden Gleitung haben kann.

5.2.3 Sattellänge

Häufig wird für den Sattel der minimal zulässige Umlenkradius gewählt, um damit die Sattellänge möglichst klein zu halten. Für größere Umlenkwinkel muss aber bei gleich bleibendem (meist minimalem) Umlenkradius die Sattellänge entsprechend vergrößert werden. Dadurch wächst die Länge, auf der das Spannglied eine Querpressung erfährt, an. Die Verhältnisse in den einzelnen Schichten ändern sich dadurch aber nicht, da

der Wert der Querpressung als Quotient aus Vorspannkraft und Umlenkradius gleich bleibt. Aus diesem Grund wird die Länge der aufgebrachten Querpressung als nicht weiter relevant angesehen, solange in den Versuchen für beide zu untersuchende Gleitungsarten ein und die selbe Länge gewählt wird.

5.2.4 Umgebungstemperatur

Auf Grund der Verwendung von Kunststoffen für die Umhüllungen aller bauaufsichtlich zugelassenen externen Spannverfahren ist mit einem Temperatureinfluss auf den Reibungsbeiwert zu rechnen. Externe Spannglieder werden sehr häufig im Brückenbau eingesetzt, wobei die Spannglieder im Inneren des Hohlkastens angeordnet werden müssen. Mit den jahreszeitlichen Temperaturschwankungen kommt es ebenfalls zu unterschiedlichen Umgebungstemperaturen innerhalb des Hohlkastens [112]. Im Rahmen der Versuche sollte dieser Effekt berücksichtigt werden.

5.2.5 Vorspanngeschwindigkeit

Je nach Leistungsfähigkeit der verwendeten Spannpresse sind beim Vorspannen zwischen den einzelnen Schichten unterschiedliche Gleitgeschwindigkeiten möglich. Durch den verwendeten Kunststoff ist dadurch ein Einfluss auf Umform- und Abspannungsprozesse in den Umhüllungen denkbar, die den Reibungswiderstand und damit das Gleitverhalten beeinflussen können.

5.2.6 Spannweg

Ähnlich wie beim letztgenannten Punkt ist ein Einfluss des aufgebrachten Ziehwegs auf Umformprozesse in den Kunststoffumhüllungen möglich. Mit Zunahme des Spannwegs steigert sich durch die allmähliche Erhöhung der Vorspannkraft gleichzeitig auch die Querpressung. Bei den auf der Baustelle eingesetzten Spannpressen kann die gesamte Vorspannkraft so gut wie nie mit einem einzigen Spannvorgang aufgebracht werden. Die Länge eines externen Spannglieds mit in Deutschland maximal 200 Metern beeinflusst direkt den erforderlichen Spann- bzw. Dehnweg. Bei den sich daraus ergebenden großen Dehnwegen ist ein Absetzen und Umsetzen der Pressen unausweichlich. Bei jedem Umsetzen kommt das Spannglied am Sattel für eine kurze Zeit zur Ruhe, so dass beim erneuten Ansetzen der Presse für das Auftreten einer bestimmten Gleitungsart zunächst immer der für die entsprechen-

den Gleitpartner vorliegende Wert der Haftreibung überwunden werden muss. Der kleinere Wert der Haftreibung entscheidet hier über die Art der auftretenden Gleitung. Es ist daher vorstellbar, dass bis zu einem bestimmten Wert der Vorspannkraft mit der zu diesem Zeitpunkt vorliegenden Querpressung eine bestimmte Gleitung (= Bewegung) „einfacher“, d.h. mit geringerem Widerstand, ausgeführt wird. Ab einem höheren Vorspanngrad können sich die Reibungsverhältnisse umkehren, so dass nun eine andere Gleitung auftritt.

5.2.7 Litzengeometrie

Bei einem in Deutschland bauaufsichtlich zugelassenen externen Spannverfahren mit unterschiedlichen Gleitungsebenen werden so genannte Kompaktlitzen verwendet [25]. Bei der Herstellung von Kompaktlitzen wird die Litze nach dem Verseilen durch eine Düse gezogen, wodurch die Außendrähte deformiert und gleichzeitig der Litzenaußendurchmesser geringfügig verringert (kompaktiert) wird, vgl. [20] und Bild 5.1. Der Hohlraum zwischen den Außendrähten und dem Kerndraht wird verkleinert, die Querschnittsform nähert sich mehr einem Kreis an. Im Unterschied zu normalen Litzen wird dadurch bei einer Querdruckbeanspruchung eine größere Mantelfläche zur Abtragung der Querlasten aktiviert, so dass Spannungsspitzen im Kunststoff abgebaut und die Beanspruchungen für die Monohüllen reduziert werden können. Eine andere Spannungsverteilung innerhalb der Umhüllungen ist die Folge, was einen Einfluss auf die Reibwiderstände beim Vorspannen haben kann.

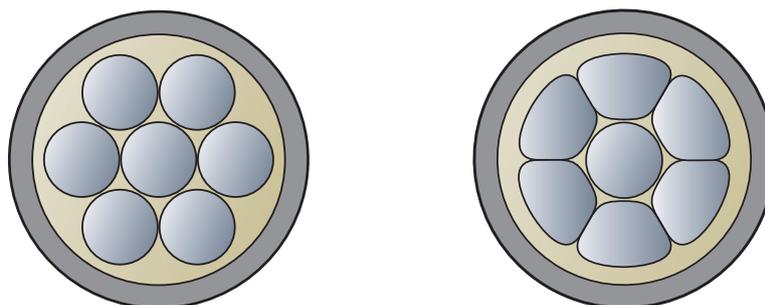


Bild 5.1: Normallitze (links) und Kompaktlitze (rechts) im Querschnitt

5.3 Vorstellung der Versuche

5.3.1 Versuchskonzept

5.3.1.1 Wahl der Spannglieder

Auf Grund ihrer einfachen Geometrie und der „geordneten“ Lasteinleitung wurden für die Versuche Spannglieder in Form von Bändern favorisiert und daher auch gewählt. Drei von fünf bauaufsichtlich zugelassenen Spannverfahren weisen eine solche bandartige Form auf und sind daher durchaus als repräsentativ für externe Spannverfahren mit unterschiedlichen Gleitungsmöglichkeiten anzusehen. Die Versuche wurden mit einem Spannbänder der Firma Vorspann-Brückentechnologie GmbH [28], bestehend aus vier nebeneinander liegenden Litzen, durchgeführt. Bild 5.2 zeigt das größtmögliche Spannglied dieses externen Spannverfahrens. Es trägt die Bezeichnung VBT-BE 4x4-150 und besitzt eine zulässige Vorspannkraft von 2974 kN.

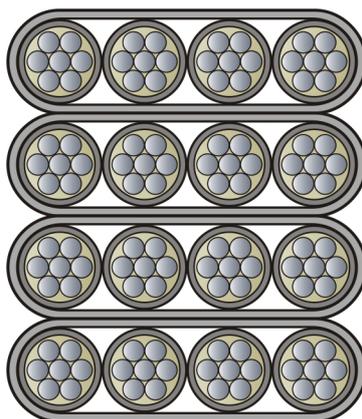


Bild 5.2: Externes Spannglied vom Typ VBT-BE 4x4-150 [28]

5.3.1.2 Ort für die Versuche, Versuchsaufbau

Auf Grund der Vielzahl der denkbaren und zu untersuchenden Einflussparameter schied die realistischste Form des Versuchs mit Hilfe eines tatsächlich umgelenkt zu prüfenden Spannglieds aus. Der Aufwand für Änderungen der Randbedingungen wäre bei einem solchen Umlenkversuch zu groß gewesen. Daher wurden die Versuche in einem Schubversuchsstand in der Prüfhalle der Materialprüfanstalt Karlsruhe durchgeführt. Diese Prüfmaschine besteht aus zwei parallel zueinander angeordneten Lastplatten, über die eine Querpressung auf ein gerade zu führendes Spannglied aufgebracht werden konnte. Änderungen der Randbedingungen konnten mit Hilfe dieser Versuchseinrichtung mit erheblich geringerem Aufwand realisiert werden als bei einem Umlenkversuch.

Bild 5.3 zeigt den Schubversuchsstand in der Seitenansicht mit einer schematischen Darstellung des Versuchsaufbaus.

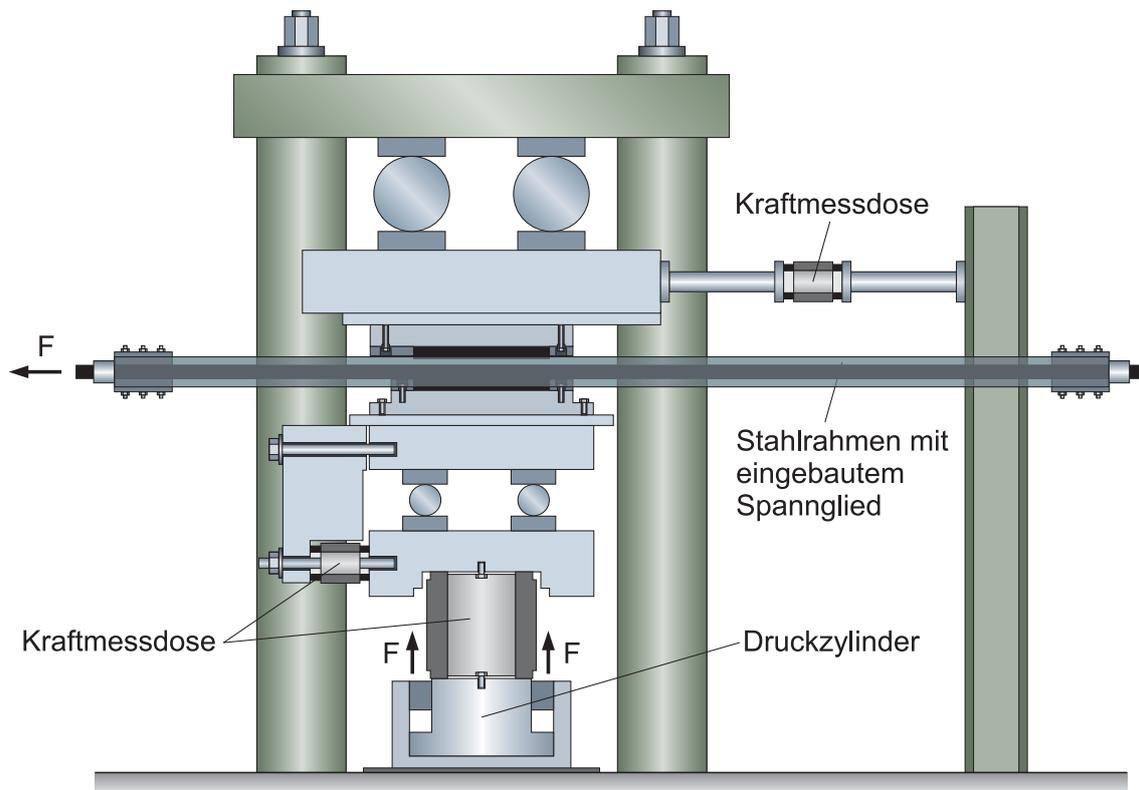


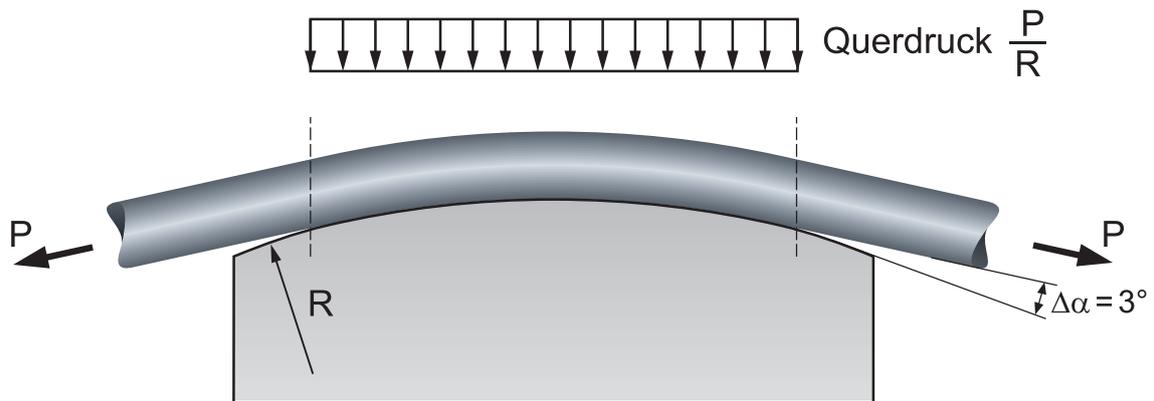
Bild 5.3: Schubversuchsstand mit schematischer Darstellung des Versuchsaufbaus

Das Spannglied wurde also nicht kreisbogenförmig umgelenkt geprüft, sondern die Querpressung an einem Umlenksattel wurde durch eine Querlast von den Lastplatten auf das gerade geführte Spannglied ersetzt, vgl. Bild 5.4.

Die Querlast wurde durch einen Hydraulikzylinder unterhalb der unteren Prüfplatte des Schubversuchsstands eingetragen und konnte variiert werden. Zur Kontrolle der Querlast diente eine am Hydraulikzylinder befestigte Kraftmessdose, vgl. Bild 5.3.

Die Spannglieder mussten im vorgespannten Zustand geprüft werden. Bei einem Querdruck auf eine nicht gestraffte Litze hätte die Gefahr einer Auffächerung der Litzeneinzeldrähte mit dem Verlust ihrer Formstabilität bestanden. Dies hätte die Versuchsergebnisse verfälscht. Untersuchungen an der RWTH Aachen von Hegger et al. [58] haben gezeigt, dass zur Gewährleistung der Formstabilität der Litzen unter Querdruck eine Litzenkraft von ungefähr 20 kN ausreicht. Aus diesem Grund wurde das zu prüfende Spannglied in einen Stahlrahmen eingebaut und in diesem geringfügig vorgespannt. Die Kontrolle der vorhandenen Vorspannkraft erfolgte durch Dehnungsmess-Streifen (DMS), die vorab auf beide Stiele des Rahmens appliziert wurden, vgl. Bild 5.5.

Situation am Umlenksattel



Simulation im Versuch

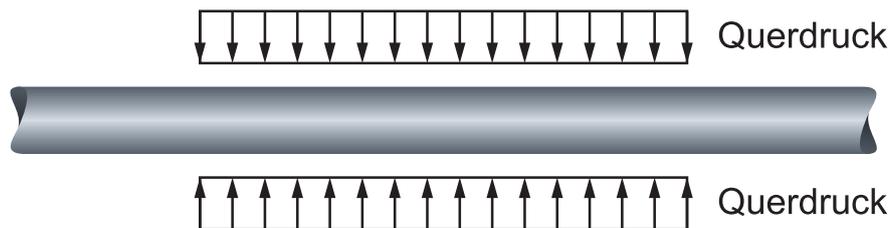


Bild 5.4: Querbelastung an einem Umlenksattel und Situation in den Versuchen

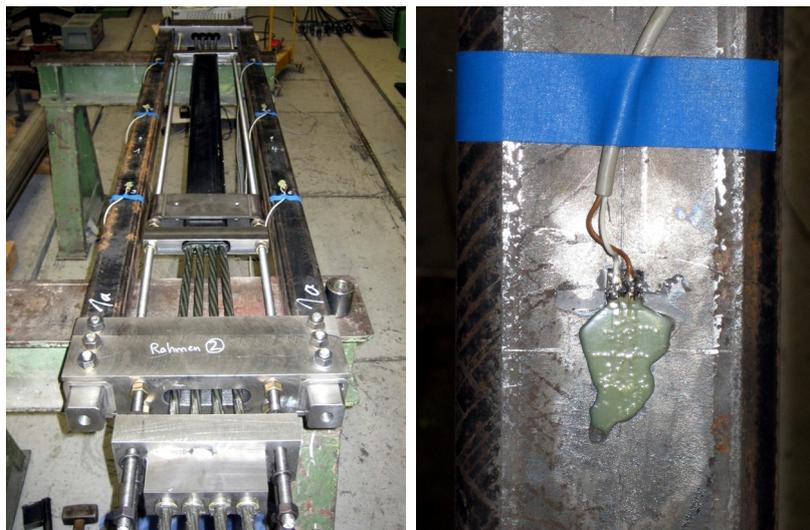


Bild 5.5: In Stahlrahmen gestrafftes Spannglied (links) sowie Detail eines auf den Rahmen applizierten Dehnungsmess-Streifens zur Kontrolle der Spanngliedkraft (rechts)

Umlenkriegel aus Stahl bündelten das Spannglied nach Austritt aus den Verankerungen in der Weise, wie dies im Bauwerk durch die Trompete am Übergang des Hüllrohres zum Verankerungsbereich und dem umgebenden Beton erfolgt. So wurde sichergestellt, dass im Bereich der Querdruckbeanspruchung des Bandes die Geometrie auch tatsächlich der Realität entsprach und ein Band im ungestörten Bereich außerhalb der Verankerungen geprüft wurde. Die Umlenkriegel wurden durch Stahlkörper mit einer ovalen Aussparung realisiert, durch die das Spannbänder hindurch geführt werden konnte. Parallel zu den beiden Pfosten des Stahlrahmens verliefen Gewindestangen, die mit den Querriegeln des Rahmens verbunden wurden und über Muttern die Umlenkriegel in ihrer Position hielten, vgl. Bild 5.6.

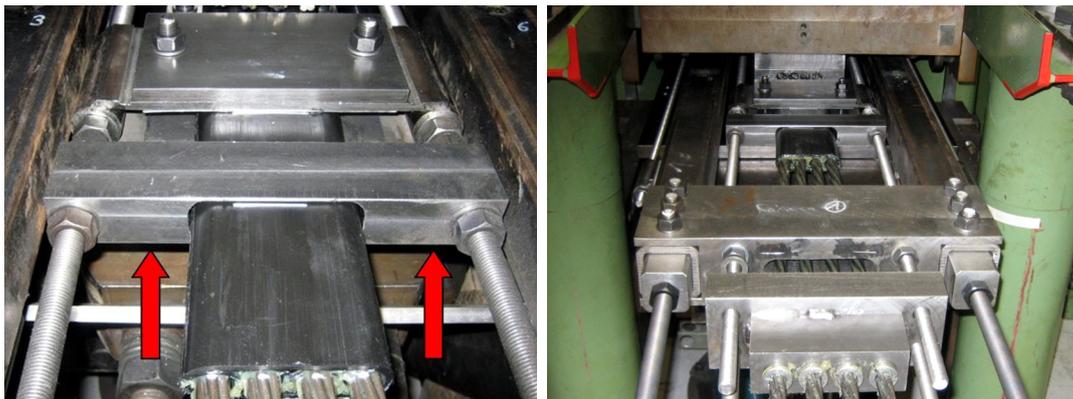


Bild 5.6: Umlenkriegel zur Bündelung der Spannbänder nach dem Austritt aus den Verankerungen, Detail links (siehe Pfeile), Übersicht rechts

Der Rahmen wurde über weitere Gewindestangen, die in die Pfosten des Stahlrahmens gedreht und anschließend zusammengekoppelt wurden, mit einem horizontal an einem Widerlager montierten Hydraulikzylinder verbunden und durch diesen horizontal verschoben, vgl. Bild 5.7.

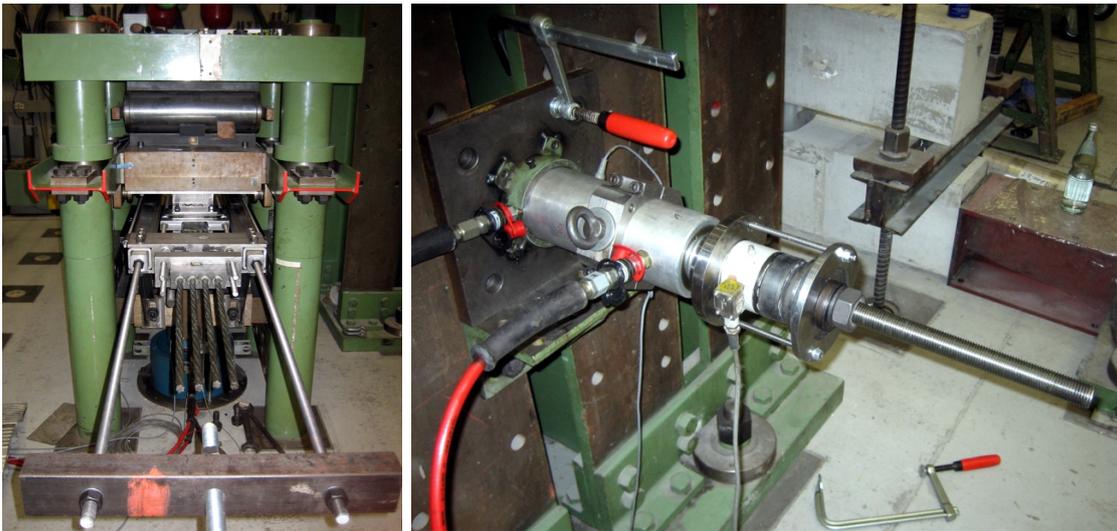


Bild 5.7: Eingebauter Stahlrahmen (links), über Gewindestangen mit einem Hydraulikzylinder verbunden (rechts)

Das Ziehen des Rahmens samt des darin eingebauten und quer gedrückten Spannglieds fand jeweils mit einer bestimmten Ziehgeschwindigkeit in Wegregelung statt, wobei die zur Verschiebung erforderliche Kraft das Maß für den Reibungswiderstand darstellte. Es musste hier allerdings beachtet werden, dass der Stahlrahmen aus Stabilitäts- und Führungsgründen auf einer Gleitbahn mit PTFE-Auflage ruhte, vgl. Bild 5.8. Dadurch wurde verhindert, dass der Stahlrahmen mit dem darin eingebauten Spannbands unter Querlast seitlich ausweicht und die Lasteintragung folglich nicht mehr der Wirklichkeit entsprochen hätte. Der so zusätzlich erzeugte Gleitbahnreibwiderstand musste bei der Versuchsauswertung berücksichtigt werden.

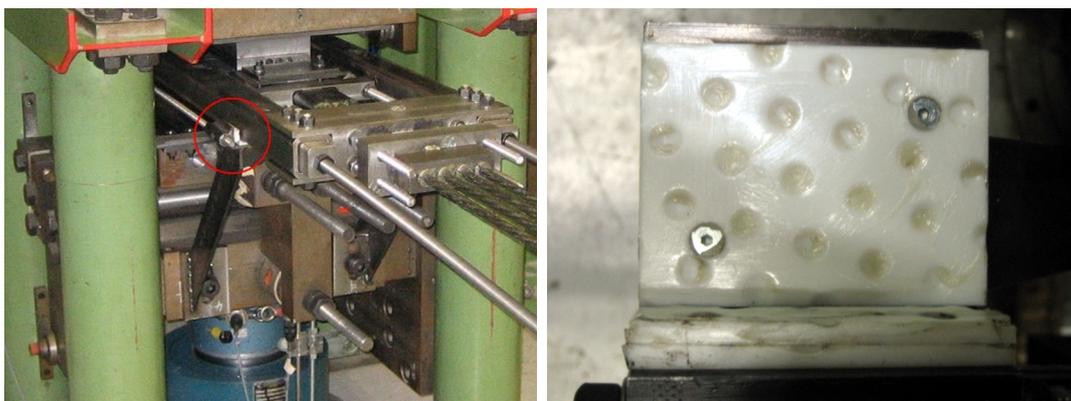


Bild 5.8: Stahlrahmen auf Gleitbahn gelagert (links, siehe Kreis), Blick von oben auf Gleitbahn mit gefetteter PTFE-Schicht (rechts)

Mit Hilfe der Versuche wurden so für verschiedene Randbedingungen bei äußerer und innerer Gleitung Zugkraft-Verschiebungs-Beziehungen ermittelt.

5.3.2 Globaler Versuchsablauf

Ein geringfügig vorgespanntes (= gestrafftes) Spannband wurde unter einem definierten Querdruck mit Hilfe eines Hydraulikzylinders gezogen. Das Spannglied wurde dabei in einem Stahlrahmen vorgespannt und unter Querdruck gemeinsam mit diesem Rahmen verschoben. Die Ziehgeschwindigkeit wurde konstant gehalten, der Querdruck in Stufen erhöht. Dadurch wurde die kontinuierliche Zunahme der Vorspannkraft beim Spannen simuliert. Bei jeder Laststufe wurde das Spannglied gemeinsam mit dem Stahlrahmen horizontal verschoben, wobei der Ziehweg jeweils mit Hilfe eines Wegaufnehmers kontrolliert wurde. Nach jeder Laststufe kam das Spannglied für eine kurze Zeit zum Stillstand, ehe unter der höheren Querlast ein erneuter Ziehvorgang stattfand. Hiermit wurde das Umsetzen der Pressen mit einem kurzen Stillstand des Spannglieds beim Spannvorgang nachempfunden. Der Stahlrahmen ruhte während des Versuchs aus Stabilitätsgründen auf einer Gleitbahn. Um den Einfluss der Gleitbahnreibung zu quantifizieren, wurde der Stahlrahmen vorab ohne Querlast horizontal verschoben. Die dafür erforderliche Kraft wurde nachträglich bei den Last-Verschiebungs-Beziehungen berücksichtigt. Die größte und damit letzte Laststufe berechnete sich für das gewählte Spannverfahren aus der ungünstigsten Kombination von zulässiger Vorspannkraft mit dem dafür zulässigen Umlenkradius. Für das verwendete Spannglied ergaben sich die maßgebenden Werte aus dem größtmöglichen Spannglied und dem dazugehörigen minimalen Umlenkradius. Daraus errechnete sich eine maximale Querpressung von:

$$\frac{2974 \text{ kN}}{5,0 \text{ m}} = 594,8 \text{ kN/m} \cong 600 \text{ kN/m} \quad (5.1)$$

Es wurden insgesamt vier Laststufen gewählt, unter denen jeweils ein Ziehvorgang stattfand:

- Querpressung von 25 %, d.h. 150 kN/m,
- Querpressung von 50 %, d.h. 300 kN/m,
- Querpressung von 75 %, d.h. 450 kN/m,
- Querpressung von 100 %, d.h. 600 kN/m.

Die Ansteuerung dieser Querpressungen erfolgte über die Kraftmessdose, die unterhalb der unteren Lastplatte angeordnet war, vgl. Bild 5.3. D.h. es wurden in den Versuchen Kräfte angefahren, die nach Division durch die Sattellänge, die im Versuch zu 0,3 m gewählt wurde, die entsprechenden Querpressungen ergaben.

Grundsätzlich ist festzuhalten, dass mit den Versuchen ein bandweises Spannen der Spannglieder simuliert wurde. Dies entspricht einem möglichen Vorgehen in der Praxis, wenn das Spannglied lediglich einsinnig gekrümmt verläuft. Ein solcher Fall wäre z.B. bei einer Einfeldträgerbrücke gegeben, die im Feld eine oder mehrere Umlenkstellen aufweist, durch welche das Spannglied nach oben umgelenkt wird. Ein anderes Beispiel für ein einsinnig gekrümmtes Spannglied liegt bei der Ringvorspannung eines kreisförmigen Behälters vor.

Es ist ebenfalls möglich, das gesamte Spannbandpaket gleichzeitig vorzuspannen. Mit den Versuchsergebnissen können beide Fälle zurückgerechnet werden. Dies wurde durch unterschiedliche Lasteinleitungen im Rahmen der Versuchsreihen erreicht, was auf den folgenden Seiten näher erläutert wird.

Des Weiteren muss darauf hingewiesen werden, dass im Versuch oberhalb und unterhalb des nicht umgelenkt geführten Spannbandes gleich große Querpressungen herrschten. In der Realität summieren sich die Querpressungen in einem Paket aus mehreren Spannbändern von Bandlage zu Bandlage auf, so dass oberhalb und unterhalb eines Bandes nicht die gleichen Pressungen vorliegen. Dies wurde bei der Versuchsdurchführung mit einer stufenweisen Querlaststeigerung berücksichtigt, der Einfluss unterschiedlicher Pressungen in den einzelnen Bandlagen konnte also quantifiziert werden.

5.4 Versuche mit innerer Gleitung

In Richtung des Zugzylinders musste vor den Lastplatten ein Verschiebestopp angeordnet werden, der ein Mitverschieben der Spannbandumhüllungen verhinderte. Dieser Verschiebestopp wurde als eine Art „Rechen“ ausgebildet und an der oberen Lastplatte der Prüfmaschine befestigt. Die kreisbogenförmigen Aussparungen des Rechens erlaubten lediglich eine Bewegung der nackten Litzen. Bild 5.9 zeigt links das Funktionsprinzip des Rechens und rechts den an der oberen Lastplatte des Versuchsstands befestigten Rechen.



Bild 5.9: Funktionsprinzip des Rechens (links), eingebauter Rechen (rechts)

In den Versuchen wurden die Verhältnisse für ein Paket aus mehreren übereinander liegenden Spannbandern nachgebildet. Für das unterste Band eines denkbaren Spannbandpaketes wurde bei den Versuchen mit innerer Gleitung die Lasteinleitung von unten durch eine Rechteckplatte aus PE-HD realisiert, die den Sattel darstellte. Die Lasteinleitung von oben erfolgte über einen zwischen der oberen Lastplatte des Versuchstands und dem betrachteten Band angeordneten Bandabschnitt. Dieser Bandabschnitt wurde mit der Lastplatte verbunden und ein Mitverschieben dieses Lasteinleitungsbandes während des Ziehvorgangs sowie ein Auffächern der Litzen durch massive Querriegel an beiden Enden des Bandabschnitts verhindert. Bild 5.10 zeigt ein solches Lasteinleitungsband im Detail und im eingebauten Zustand an der oberen Lastplatte des Versuchstands.

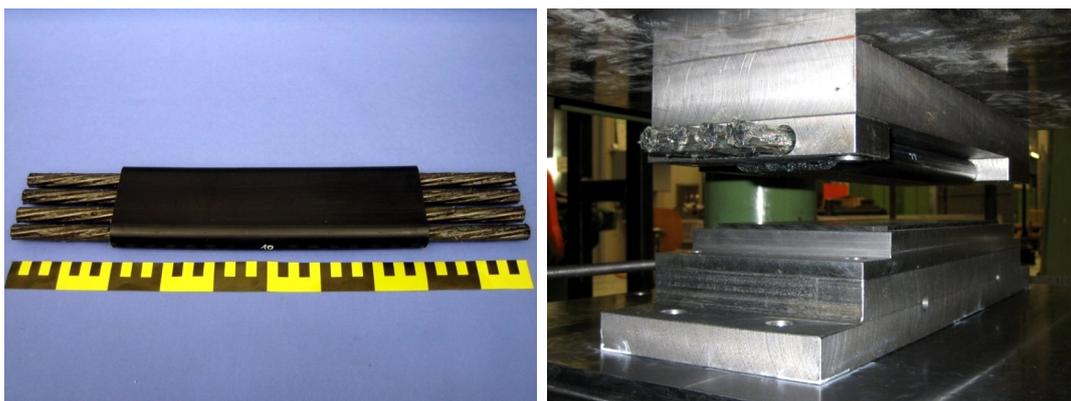


Bild 5.10: Lasteinleitungsband im Detail (links) und im eingebauten Zustand (rechts)

Für die übrigen (maximal drei möglichen) Bänder eines solchen Spannlieds wurde die Lasteinleitung dadurch simuliert, dass oberhalb und unterhalb des zu untersuchenden Bandes jeweils ein solcher Bandabschnitt mit den Lastplatten verbunden wurde. Falls die Reibwiderstände des zu oberst liegenden Bandes betrachtet werden sollen, sind die

ermittelten Zugkräfte des Hydraulikzylinders bei dieser symmetrischen Lasteinleitung zu halbieren, da in Wirklichkeit nur eine Lastabtragungsebene vorhanden ist.

Zusammenfassend werden die durchzuführenden Versuche mit innerer Gleitung (Bezeichnung „IG“) nach Unterscheidung der Lasteinleitung in Tabelle 5.1 dargestellt.

Tabelle 5.1: Durchzuführende Versuche mit innerer Gleitung

Versuchskennung	Kennzeichen des Versuchs
IG 1	oberhalb ein Band, unterhalb eine Lastplatte aus PE-HD
IG 2	oberhalb ein Band, unterhalb ein Band

5.5 Versuche mit äußerer Gleitung

Wie bei den Versuchen mit innerer Gleitung wurde die Lasteinleitung hier ebenfalls den wirklichen Verhältnissen nachempfunden. Ebenso wie vorher wurde oberhalb des zu prüfenden Spannbandes grundsätzlich in allen Versuchen ein kurzer Bandabschnitt mit der Lastplatte verbunden, der beim Ziehen des geprüften Bandes nicht mitgezogen wurde. Der Lagerung des unteren Bandes musste eine besondere Aufmerksamkeit geboten werden. Da die Spannverfahren verschiedene Sattelausbildungen zulassen, wurden diese im Rahmen der Versuche mit äußerer Gleitung ebenfalls zwischen unterer Lastplatte und Spannband realisiert. Hierfür konnte wahlweise eine PE-HD-Platte oder eine Edelstahlplatte in eine Halterung eingelegt werden, die mit der unteren Lastplatte des Versuchsstands verbunden wurde, vgl. Bild 5.11. Zusätzlich wurde in einigen Versuchen die Sattelplatte gefettet.

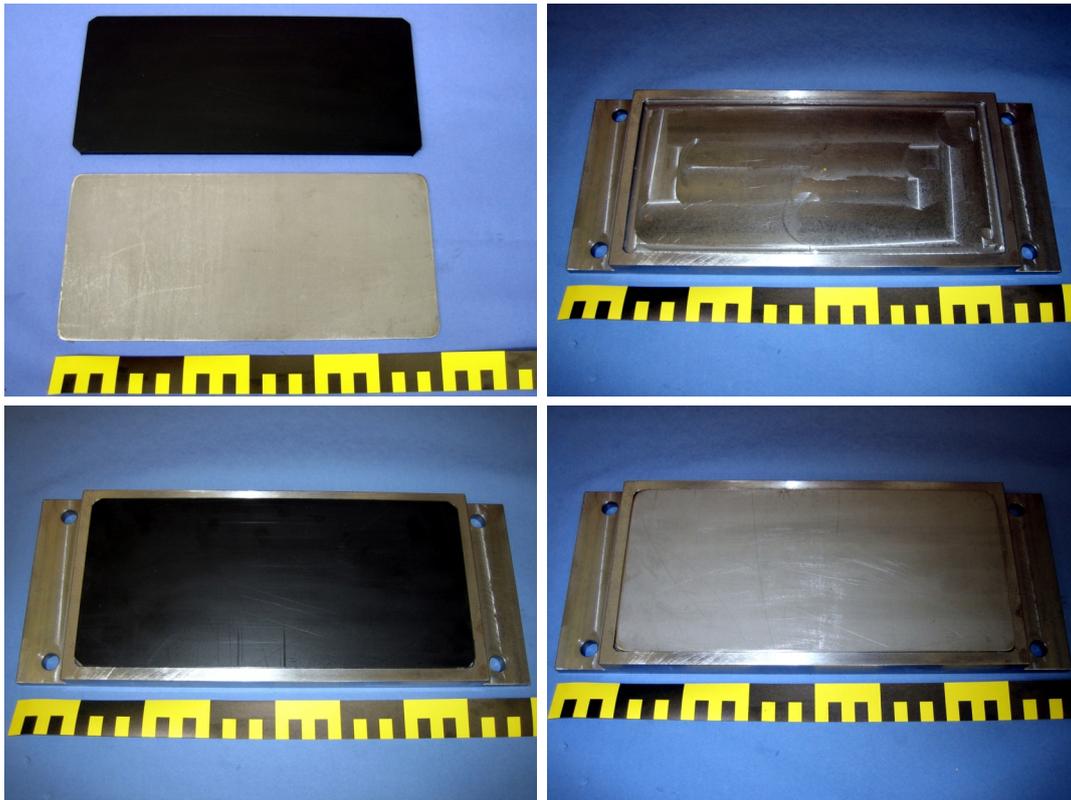


Bild 5.11: PE-HD- und Edelstahlplatten als Sattel (oben links), Kammerung zur Aufnahme dieser Sattelplatten (oben rechts), eingelegte Sattelplatten in Kammerung (unten links und rechts)

Wurde nicht das unterste Band des Spannglieds betrachtet, so war die Lasteinleitung wiederum oberhalb und unterhalb durch entsprechende Bandabschnitte zu simulieren. An der unteren Lastplatte wurde hierfür die Kammerung für die Sattelplatten entfernt und stattdessen ein Lasteinleitungsband mit entsprechenden Stahlriegeln auf der Grundplatte befestigt.

Bei jedem Ziehvorgang war sicherzustellen, dass sich das komplette Band mit allen Umhüllungen und den Litzen gemeinsam bewegte. Zu diesem Zweck wurde eine Klemmvorrichtung für die Bandhüllen vorgesehen, die am Stahlrahmen befestigt wurde, vgl. Bild 5.12. Mit Hilfe der Klemmvorrichtung wurden die Spanngliedumhüllungen vor dem Prüfraum fest zusammengedrückt. Beim Ziehvorgang verschoben sich die Umhüllungen auf diese Weise gemeinsam mit den Litzen und dem Stahlrahmen; es trat also im Bereich der Querdruckbeanspruchung eine äußere Gleitung zwischen Spannband und Lasteinleitungskörpern auf.

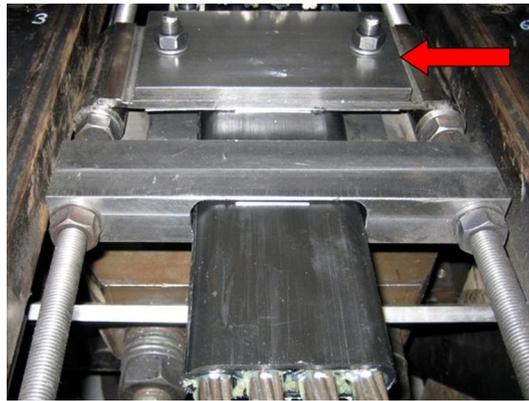


Bild 5.12: Klemme am Stahlrahmen (siehe Pfeil) zur Erzielung einer äußeren Gleitung

Zusammenfassend werden die durchzuführenden Versuche mit äußerer Gleitung (Bezeichnung „AG“) nach Unterscheidung der realisierten Lasteinleitung in der nachfolgenden Tabelle 5.2 dargestellt.

Tabelle 5.2: Durchzuführende Versuche mit äußerer Gleitung

Versuchskennung	Kennzeichen des Versuchs
AG 1	oberhalb Lagerung auf Bandabschnitt, ohne Fett unterhalb Lagerung auf PE-HD-Platte, ohne Fett
AG 2	oberhalb Lagerung auf Bandabschnitt, ohne Fett unterhalb Lagerung auf PE-HD-Platte, mit Fett
AG 3	oberhalb Lagerung auf Bandabschnitt, ohne Fett unterhalb Lagerung auf Bandabschnitt, ohne Fett
AG 4	oberhalb Lagerung auf Bandabschnitt, ohne Fett unterhalb Lagerung auf Edelstahlplatte, mit Fett

5.6 Versuchsprogramm

5.6.1 Vorbemerkung

Neben der Variation der Lasteinleitung innerhalb der Versuche für innere Gleitung (IG 1 und IG 2) und äußere Gleitung (AG 1 bis AG 4) lagen mit unterschiedlichen Umgebungstemperaturen und variablen Ziehgeschwindigkeiten weitere Versuchsparameter vor, die ebenfalls berücksichtigt werden sollten. Es wurden insgesamt drei verschiedene Ziehgeschwindigkeiten (10, 30 und 50 mm/min) und zwei unterschiedliche Umgebungstemperaturen (Raumtemperatur = RT und $T = 35\text{ °C}$) untersucht.

Die erhöhte Umgebungstemperatur wurde dabei mit Hilfe von Heizstrahlern erzielt, die seitlich neben dem Versuchsstand angeordnet wurden und den Prüfraum gleichmäßig erwärmten, vgl. Bild 5.13. Die Heizstrahler konnten bei Bedarf ein- oder ausgeschaltet werden.

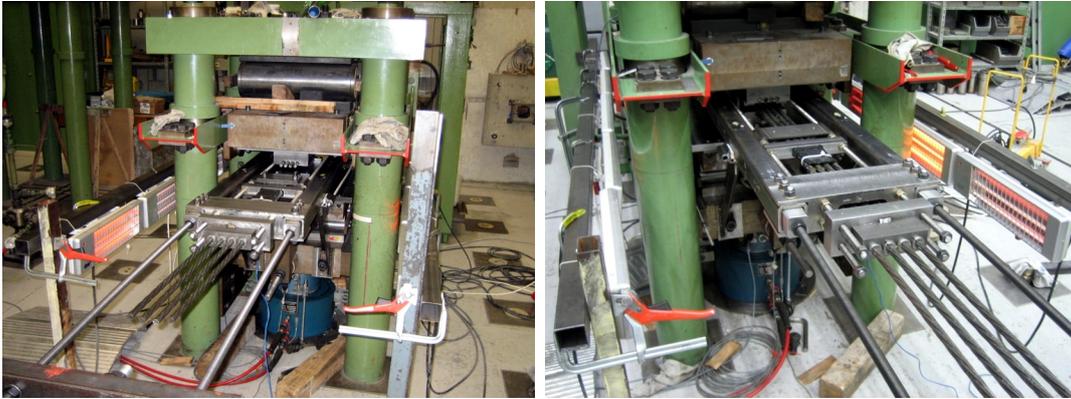


Bild 5.13: Heizstrahler zu beiden Seiten des Prüfraums für die Versuche bei erhöhter Umgebungstemperatur

Die erzielte Temperatur wurde mit Hilfe von zwei Thermoelementen kontrolliert, die in kurzen Stücken der äußeren Bandhülle an deren Innenseite befestigt und am geprüften Spannglied fixiert wurden, vgl. Bild 5.14.



Bild 5.14: Auf der Innenseite eines äußeren Bandhüllenabschnitts befestigtes Thermoelement im eingebauten Zustand

5.6.2 Übersicht über das gewählte Versuchsprogramm

Auf Grund der vorherigen Ausführungen ergab sich ein Versuchsprogramm, das in Tabelle 5.3 zusammengefasst ist. „IG“ steht dabei für innere Gleitung, „AG“ für äußere Gleitung. Die Ziffern hinter den Kürzeln AG und IG kennzeichnen die Lasteinleitung im jeweiligen Versuch. Einzelheiten sind Tabelle 5.1 und Tabelle 5.2 zu entnehmen. Es wurden jeweils 14 Versuche mit innerer und äußerer Gleitung durchgeführt.

Tabelle 5.3: Gewähltes Versuchsprogramm

Temperatur	Geschwindigkeit	IG 1	IG 2	AG 1	AG 2	AG 3	AG 4	Σ
RT	10 mm/min	X	X	X	-	X	-	4
RT	30 mm/min	X	X	X	X	X	X	6
RT	30 mm/min	X	X	-	-	-	-	2
RT	50 mm/min	X	X	X	-	X	-	4
35 °C	10 mm/min	X	X	X	-	X	-	4
35 °C	30 mm/min	X	X	X	-	X	-	4
35 °C	50 mm/min	X	X	X	-	X	-	4
Gesamtzahl der Versuche		7	7	6	1	6	1	28
		IG: 14		AG: 14				

Die nachfolgende Tabelle 5.4 gibt die für die jeweiligen Versuche gewählten Versuchskennungen an. Diese setzen sich zusammen aus einer Abkürzung für die Art der Gleitung (IG oder AG), einer Ziffer, welche die Art der Lasteinleitung kennzeichnet (Ziffern 1 bis 4), einer Abkürzung für die Umgebungstemperatur während des Versuchs (RT für Raumtemperatur, HT für erhöhte Temperatur = 35 °C), sowie schließlich einer zweistelligen Zahl, durch welche die Ziehgeschwindigkeit charakterisiert wird (10, 30 oder 50 für 10 mm/min, 30 mm/min oder 50 mm/min). Diese Kurzform der Versuchskennung war für die nachfolgende Versuchsauswertung von Vorteil.

Tabelle 5.4: Versuchsprogramm mit Bezeichnung der einzelnen Versuche

Temp.	Geschw.	IG 1	IG 2	AG 1	AG 2	AG 3	AG 4
RT	10 mm/min	IG1RT10	IG2RT10	AG1RT10	-	AG3RT10	-
RT	30 mm/min	IG1RT30_1	IG2RT30_1	AG1RT30	AG2RT30	AG3RT30	AG4RT30
RT	30 mm/min	IG1RT30_2	IG2RT30_2	-	-	-	-
RT	50 mm/min	IG1RT50	IG2RT50	AG1RT50	-	AG3RT50	-
35 °C	10 mm/min	IG1HT10	IG2HT10	AG1HT10	-	AG3HT10	-
35 °C	30 mm/min	IG1HT30	IG2HT30	AG1HT30	-	AG3HT30	-
35 °C	50 mm/min	IG1HT50	IG2HT50	AG1HT50	-	AG3HT50	-

5.7 Messungen während der Versuche

Wie bereits aus den vorangegangenen Details erkennbar wurde, sind im Rahmen der Versuche zahlreiche Messungen durchgeführt worden. Zu nennen sind im Einzelnen:

1. Spannbandkraft des jeweils im Stahlrahmen eingebauten Spannbandes mit Hilfe von DMS
2. Querdruckkraft im Prüfraum zur Kennzeichnung der Querpressungsstufe mit Hilfe einer Kraftmessdose
3. Vertikaler Weg des Hydraulikzylinders mit Hilfe eines dort angebrachten induktiven Wegaufnehmers
4. Erforderliche Zugkraft im Hydraulikzylinder zur horizontalen Verschiebung des Rahmens samt des eingebauten Spannglieds mit Hilfe einer Kraftmessdose
5. Ziehweg = Gleitweg in den einzelnen Querlaststufen mit Hilfe eines am horizontalen Hydraulikzylinder befestigten induktiven Wegaufnehmers
6. Zeitaufzeichnung
7. Temperaturaufzeichnung bei den Versuchen mit erhöhter Umgebungstemperatur mit Hilfe von Thermoelementen

Das Auslesen der Daten erfolgte über ein Mehrstellenmessgerät vom Typ OPTILOG.

Um eine ausreichende und sinnvolle Datenmenge aus den Versuchen zu erhalten, wurden vorab verschiedene Kriterien für eine Messauslösung festgelegt.

Kriterien für eine Messauslösung waren für den vertikalen Hydraulikzylinder zur Aufbringung der Querlast:

1. Kraftänderung um 5 kN
2. Wegänderung um 0,1 mm
3. Zeitintervall von 3 sec

Kriterien zur Messauslösung waren für den horizontalen Hydraulikzylinder zur Aufbringung der Gleitungen:

1. Kraftänderung um 0,5 kN

2. Wegänderung um 1 mm
3. Zeitintervall von 3 sec

Diese Kriterien wurden durch das Messgerät nacheinander abgefragt und entsprechend eine Messung ausgelöst, bei der jeweils alle genannten Messwerte ausgelesen wurden. D.h. es wurde beispielsweise sichergestellt, dass zumindest alle drei Sekunden eine neue Datenreihe entstand.

5.8 Versuchsergebnisse

5.8.1 Kraft-Gleitweg-Beziehungen

Aus den Messungen während der Versuche konnten Kraft-Weg-Beziehungen erstellt werden, wobei die Kraft der bei einer bestimmten Querlaststufe zur Verschiebung des Rahmens samt Spannglied erforderlichen Kraft entspricht und mit dem Weg der Ziehweg unter einer bestimmten Laststufe gekennzeichnet wird. Stellt man diese Kraft-Weg-Beziehungen so dar, dass der Ziehweg jeweils aufaddiert wird, wie dies auch bei einem tatsächlichen Vorspannprozess der Fall ist, so ergibt sich für den Fall der inneren Gleitung exemplarisch das folgende Ergebnis, vgl. Bild 5.15. Auf die Darstellung der auf diese Weise erstellten Diagramme aller Versuche wird verzichtet.

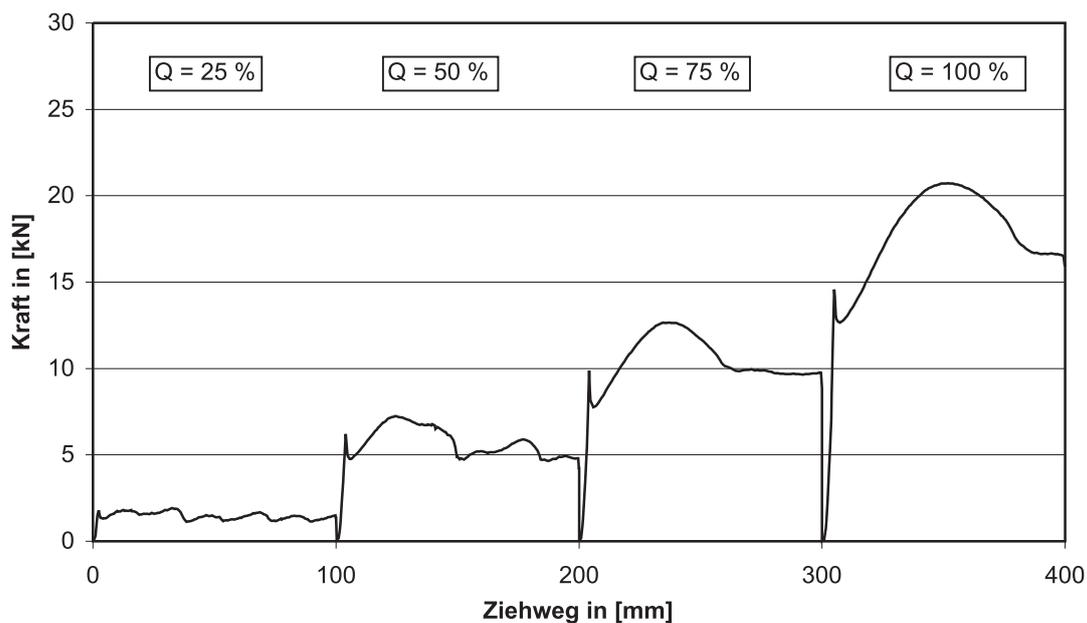


Bild 5.15: Kraft-Weg-Beziehung für den Fall der inneren Gleitung am Beispiel des Versuchs IG1RT30_1

Im linken Bereich ist die erste Laststufe erkennbar (Ziehweg von 0 bis 100 mm, $Q = 25\%$), nach rechts folgen die drei weiteren Laststufen ($Q = 50, 75$ und 100%). Dieses Diagramm ist charakteristisch für die Ergebnisse der Versuche mit innerer Gleitung. Vor jedem Ziehvorgang in einer neuen Laststufe fand ein Lastabfall auf Null statt. Dies ist auf das erforderliche Zurückfahren und Umsetzen des horizontalen Hydraulikzylinders zurückzuführen, der einen begrenzten Hub von 100 mm aufwies. Gut erkennbar ist jeweils zu Beginn einer neuen Laststufe der starke Anstieg der erforderlichen Zugkraft sowie daran anschließend ein ebenso deutlicher Abfall der Last. Dieser Spitzenwert stellt den bei innerer Gleitung sehr deutlich auftretenden Wert der Haftreibungskraft dar, der zu Beginn des Ziehvorgangs zunächst überwunden werden musste, damit überhaupt eine innere Gleitung stattfinden konnte. Es folgte ein stark nicht-linearer Kraftverlauf über den Ziehweg mit Ausbildung eines lokalen Maximums und daran anschließend ein Kraftabfall. Das Maximum bildete sich mit steigender Querpressung immer deutlicher aus, der konkav gekrümmte Verlauf wurde mit größer werdender Querlast etwas länger. Der Kurvenverlauf wird auf die Verformungsprozesse in den Spanngliedumhüllungen zurückgeführt. Mit steigender Querpressung ergeben sich im Kunststoff im Bereich der direkt an den Monohüllen anliegenden Litzenaußendrähte zunehmende Eindrückungen. Erfolgt nun ein Ziehvorgang der Spannstahl-Litze, so müssen bei innerer Gleitung die Außendrähte diese zunächst gebildeten Eindrückungen verlassen. Es ist zu vermuten, dass die zopfartig um den Kerndraht verlaufenden Außendrähte der Litze das PE-HD-Material bis zu einem bestimmten Punkt wie eine Welle vor sich her schieben, ehe der Widerstand im Kunststoff überwunden wird und die Litze mit geringerem Widerstand weitergleiten kann. Dieser Punkt stellt das Maximum im Last-Weg-Diagramm bei der jeweiligen Querlaststufe dar. Anschließend kommt es zum beobachteten Kraftabfall. Durch das zeitabhängige Verformungsverhalten des Kunststoffs ist zu erwarten, dass die Eindrückungen mit steigender Standzeit unter der Querpressung, also auch steigendem Ziehweg, größer werden und sich ggf. neue „Täler“ im PE-HD unter den anliegenden Litzenaußendrähten ausbilden. Dadurch kann es wiederum zu einem Anstieg der zur Litzenverschiebung erforderlichen Kraft kommen.

In keinem Versuch mit innerer Gleitung wurde eine schraubenartige Drehverschiebung der Litzen während der Gleitung beobachtet. Dies wird auf den geringen Abstand zwischen den Spanngliedverankerungen am Stahlrahmen und dem Ort der Querpressung (entspricht dem Ort des Umlenksattels) sowie auf eine für diese Spanngliedlänge ausreichende Litzenlängskraft zurückgeführt, wodurch sich der Verdrehwiderstand der Litzen erhöht.

Bei äußerer Gleitung wurde ein komplett anderes Verhalten beobachtet. In allen Laststufen verschob sich das Spannband gemeinsam mit dem Stahlrahmen ruckartig. Es trat ein so genannter „stick-slip-Effekt“ auf, bei dem abwechselnd Haften und Gleiten erfolgten. Durch die Lagerung der unteren Lastplatte im Versuchsstand konnte ein geringfügiges Mitschwingen der Platte beim Ziehvorgang nicht verhindert werden. Dies könnte ein Grund für das beobachtete Ruckgleiten sein. Des Weiteren ist zu beachten, dass mit der hier realisierten Art der Versuchsdurchführung grundsätzlich zwei Querpressungsebenen für das betrachtete Spannband vorlagen und bei äußerer Gleitung entlang dieser Flächen die Bewegung stattfinden musste (zwei Gleitebenen!). Dies stellt einen Zwang dar, der in der Realität durch ein paketweises Vorspannen der Bänder mit Hilfe einer Bündelspannpresse vermieden wird, bei dem lediglich eine Gleitebene vorliegt. Die sich hier ergebende Situation der Bänder ist daher am ehesten mit einem bandweisen Vorspannen zu vergleichen. Ein sich dadurch ergebender Verlauf der zum Ziehen des Bandes erforderlichen Kraft ist Bild 5.16 zu entnehmen.

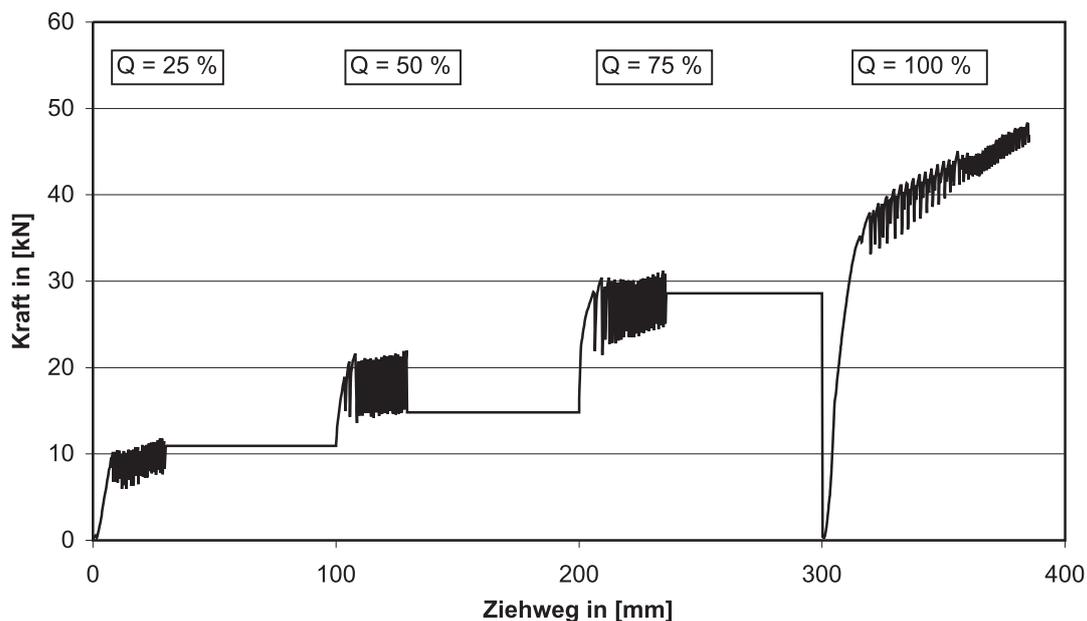


Bild 5.16: Kraft-Weg-Beziehung für den Fall der äußeren Gleitung am Beispiel des Versuchs AG1RT10

Zur Vereinfachung der Versuche mit äußerer Gleitung wurden in den einzelnen Laststufen nur sehr selten Ziehwege von 100 mm realisiert. Zur übersichtlicheren Darstellung der Ergebnisse wurden die neuen Laststufen in neue „Hunderterabschnitte“ des Ziehweges verlegt, was die sich jeweils an die stick-slip-Verläufe anschließenden horizontalen Kraftverläufe im Diagramm erklärt. Durch den reduzierten Ziehweg konnten

zwei oder sogar drei Laststufen (wie im dargestellten Diagramm) ohne Umsetzen des Hydraulikzylinders durchgeführt werden. Ein Lastabfall auf Null ist immer erst beim Umsetzen des Zylinders zu erkennen. Der Kraft-Weg-Verlauf zeigt eine relativ große Schwankung der Kraft in den jeweiligen Laststufen, es bildet sich eine Art „Kraftband“ aus, das den Bereich der auftretenden Kräfte kennzeichnet. Bei niedrigen und mittleren Laststufen kann allerdings von einem relativ konstanten Verlauf dieses Kraftbandes über den Ziehweg ausgegangen werden, was den kürzer gewählten Ziehweg rechtfertigt. Dies zeigten auch die Kraft-Gleitweg-Verläufe der übrigen Versuche mit äußerer Gleitung, auf deren Darstellung hier verzichtet wird. Erst bei hohen Laststufen war eine Abhängigkeit der Zugkraft vom Ziehweg erkennbar, die sich in einer kontinuierlichen Zunahme der für die Verschiebung des Spannbandes erforderlichen Kraft zeigte. Dies kann wiederum auf zeit- und lastabhängige Verformungsprozesse in den Kunststoffumhüllungen des Spannungsglieds zurückgeführt werden, durch die es bei höheren Querpressungen zu Veränderungen in der Querlastverteilung und Lastabtragung in den jeweiligen Umhüllungen kommt. Darüber hinaus wurde es bei höheren Querlaststufen zunehmend schwierig, das Band zwischen den Lasteinleitungskörpern hindurchzuziehen. Klemmeffekte können dazu geführt haben, dass es zur erkennbaren Wegabhängigkeit der Reibungskraft kam. Dies wurde bei allen Versuchen mit äußerer Gleitung in der höchsten Laststufe beobachtet. Zum Vergleich der Reibungskräfte untereinander wurde die höchste Laststufe daher nicht berücksichtigt. Zur weiteren Herleitung von Vorhersagemodellen wurde aus den besagten Gründen auf die Berücksichtigung der Reibungskräfte aus der höchsten Querpressungsstufe ebenfalls verzichtet; stattdessen wurden die Reibungskräfte der drei übrigen Laststufen in die Modelle für äußere Gleitung eingearbeitet, vgl. hierzu Abschnitt 5.12 und Kapitel 7.

5.8.2 Temperaturen in den Versuchen

Wie in Abschnitt 5.6 beschrieben und dort aus Tabelle 5.3 ersichtlich, wurden einige Gleitungsversuche bei erhöhter Temperatur durchgeführt. Die Zieltemperatur betrug jeweils $T = 35\text{ °C}$. In Tabelle 5.5 sind die mittleren Temperaturen während dieser Gleitungsversuche aufgeführt, die anhand der am Band installierten Thermolemente ermittelt wurden. Die größte Abweichung von der Zieltemperatur betrug in einem Versuch maximal ca. $2,4\text{ °C}$ (Versuch: IG1HT10). Abgesehen von diesem Versuch waren die Abweichungen vom Sollwert bedeutend geringer.

Tabelle 5.5: Gemessene Temperaturen in den Gleitungsversuchen

Versuche mit innerer Gleitung		Versuche mit äußerer Gleitung	
Bezeichnung	Temperatur	Bezeichnung	Temperatur
IG1HT10	37,39 °C	AG1HT10	35,86 °C
IG2HT10	36,27 °C	AG3HT10	36,14 °C
IG1HT30	36,03 °C	AG1HT30	35,77 °C
IG2HT30	35,28 °C	AG3HT30	36,16 °C
IG1HT50	36,13 °C	AG1HT50	35,72 °C
IG2HT50	35,62 °C	AG3HT50	36,05 °C

5.9 Vorbemerkungen zur Versuchsauswertung

Mit der nachfolgenden Versuchsauswertung sollen die unterschiedlichen Versuchsparemeter näher beleuchtet und ihr Einfluss auf das Gleitverhalten dargelegt werden. Dabei werden die beiden Versuchsserien mit innerer und äußerer Gleitung getrennt voneinander betrachtet. Ein direkter Vergleich der beiden Versuchsserien hängt vom jeweiligen Vorspannprozess ab (bandweises Vorspannen oder bündelweises Vorspannen) und soll anhand von Beispielen in Abschnitt 5.12.4 dargelegt werden. Innerhalb jeder Versuchsserie werden nacheinander die einzelnen Parameter herausgegriffen und deren Einfluss untersucht. Dabei werden innerhalb jeder Serie sich entsprechende Versuche durch „Gruppenbildung“ miteinander verglichen. Wird z.B. der Einfluss der Umgebungstemperatur untersucht, so werden die Versuche in einem Diagramm getrennt nach Versuchen bei Raumtemperatur und bei $T = 35\text{ °C}$ in zwei Gruppen zusammengefasst und diese beiden Gruppen miteinander verglichen. In den Auswertungen wurden grundsätzlich „Kräfte“ zum Vergleich verwendet, da dies nach Ansicht des Verfassers anschaulicher ist als die Angabe eines entsprechenden Reibungsbeiwertes. Durch Division der Reibungskraft durch die herrschende Querpressung könnte ein Reibungsbeiwert bei Bedarf einfach ermittelt werden, allerdings sind dabei zwei Reibflächen zu berücksichtigen!

Zunächst wurde die Haftreibung untersucht, die als Anfangswiderstand des Spannglieds gegen eine bestimmte Gleitungsart anzusehen ist. Bei jeder eingestellten Querlaststufe konnte anhand der Messdateien dieser Widerstand herausgelesen werden. Es ergaben sich so für jeden Versuch „isolierte Punkte“ in den entsprechenden Zugkraft-Querlast-Diagrammen. Der ermittelte Widerstand als gemessene Zugkraft wurde dabei ebenso wie die Querlast ins Verhältnis zur Sattellänge gesetzt (im Versuch 0,3 m), woraus sich für die Datenpaare jeweils die Dimension [kN/m] ergab. Mit Hilfe einer anschließenden Regressionsanalyse wurden Ausgleichskurven für diese Datenpunkte ermittelt und die Kurven unter Angabe ihrer Regressionskoeffizienten ebenfalls in die Diagramme eingetragen. Im Rahmen der Regressionsanalyse führte meist der Ansatz einer quadratischen Parabel zur besten Anpassung. Die in den Diagrammen dargestellte Querpressung lag jeweils an beiden Seiten des betrachteten Spannbands vor!

Das entsprechende Vorgehen wurde bei der Untersuchung der Gleitreibung ebenfalls angewandt. Vorab wurde allerdings für jede Querlaststufe eine mittlere Gleitreibungskraft F_m berechnet. Dabei wurde ein gewichteter Mittelwert über den entsprechenden Ziehweg folgendermaßen ermittelt: Die Messdatei lieferte unter anderem Datenpaare der Form (Zugkraft; Ziehweg). Die Kräfte F_i wurden dabei zunächst mit „Weginkrementen“ Δs_i (Ziehwegdifferenz zwischen dem betrachteten und dem vorangegangenen Datenpaar) multipliziert und deren Summe anschließend durch den gesamten durchgeführten Ziehweg in der entsprechenden Laststufe dividiert, vgl. nachfolgende Formel:

$$F_m = \frac{\sum(F_i \cdot \Delta s_i)}{\sum \Delta s_i} \quad (5.2)$$

Mit Hilfe der so berechneten gewichteten Mittelwerte wurden durch Regressionsanalysen wiederum Ausgleichskurven erzeugt.

Es sollte an dieser Stelle nicht unerwähnt bleiben, dass im Rahmen der hier beschriebenen Versuche eine Vielzahl von Einflussparametern auf das Gleitverhalten untersucht wurde. Dadurch ergab sich eine große Zahl an Versuchen, wobei jedoch für fast jeden untersuchten bzw. zu variierenden Parameter lediglich ein bis maximal zwei Versuche durchgeführt werden konnten. Daraus folgt, dass aus den Versuchen zunächst nur ein tendenzieller, d.h. qualitativer Einfluss der einzelnen Parameter auf das Gleitverhalten abgeleitet werden kann und darf. Eine genauere und zuverlässigere quantitative Ableitung der Einflussparameter bedarf weiterer Untersuchungen.

5.10 Auswertung der Versuche mit innerer Gleitung

5.10.1 Betrachtung der Haftreibung

5.10.1.1 Einfluss der Umgebungstemperatur

Aus Bild 5.17 ist zu erkennen, dass erst bei größeren Querpressungen ein deutlicher Unterschied zwischen den Haftreibungskräften auftritt und eine höhere Umgebungstemperatur zu größeren Reibwiderständen führt. Im Bereich niedriger Querpressungen sind die ermittelten Haftreibungskräfte nahezu gleich groß.

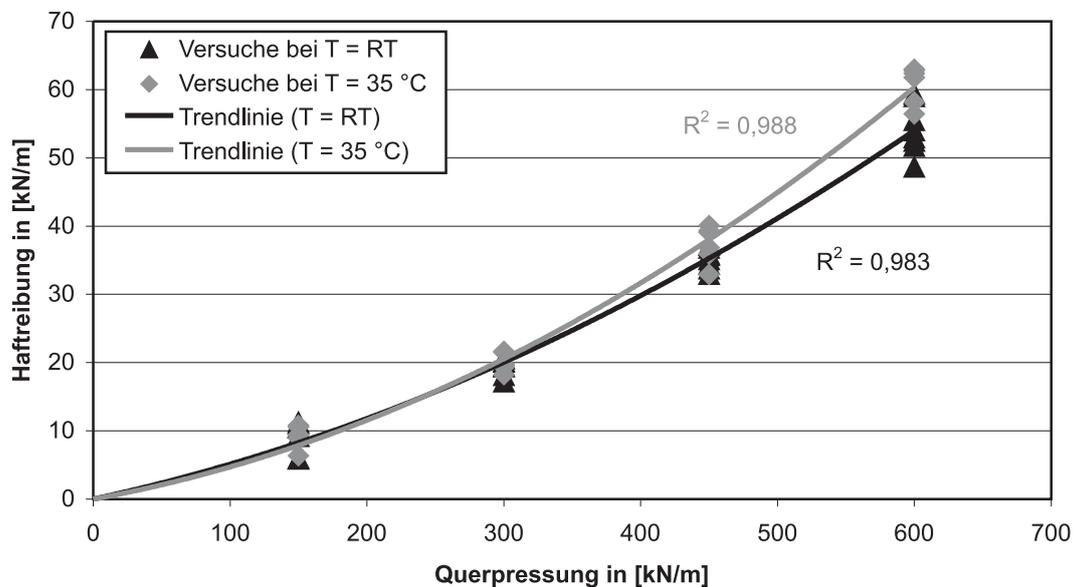


Bild 5.17: Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, innere Gleitung, Einfluss der Umgebungstemperatur

5.10.1.2 Einfluss der Lasteintragungsart

Bild 5.18 zeigt, dass für Raumtemperatur die Haftreibungskräfte bei der Lasteinleitung über den Sattel und ein Band tendenziell etwas geringer sind als für die Situation eines Bandes zwischen zwei angrenzenden Spannbändern.

Bei höherer Umgebungstemperatur sind die Unterschiede kleiner, nach wie vor liefert aber die Lasteinleitung über einen Sattel etwas geringere Reibungskräfte, vgl. Bild 5.19. Man muss hier allerdings berücksichtigen, dass die hohen Querpressungen in der Realität nur bei dem direkt

an einem Umlenksattel angrenzenden Band auftreten (Situation „Band-Sattel“), da sich in dieser Fuge die Querpressungen aller Bänder aufaddieren.

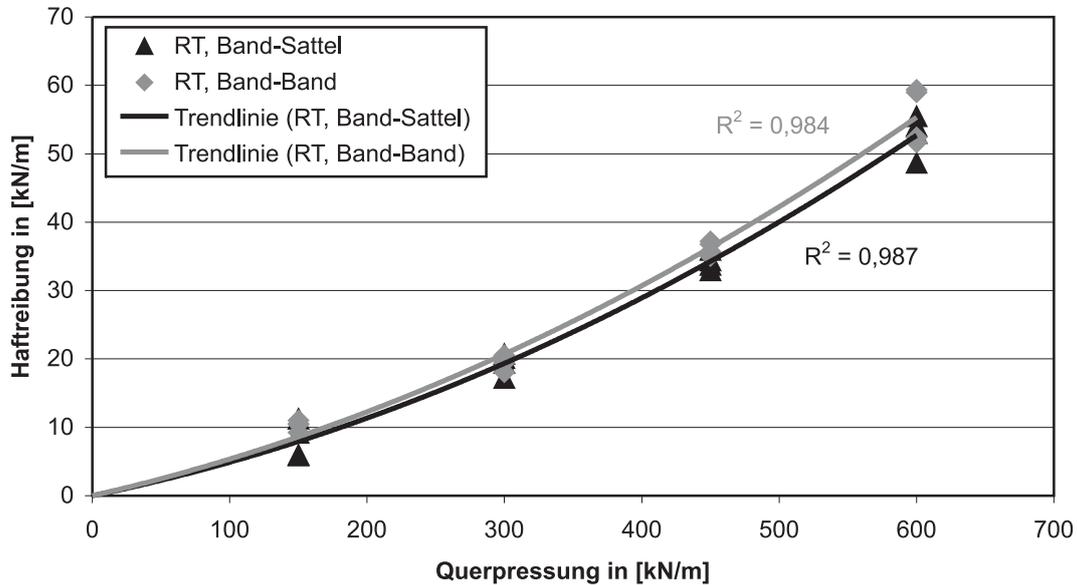


Bild 5.18: Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, innere Gleitung, Raumtemperatur, Einfluss der Lasteintragungsart

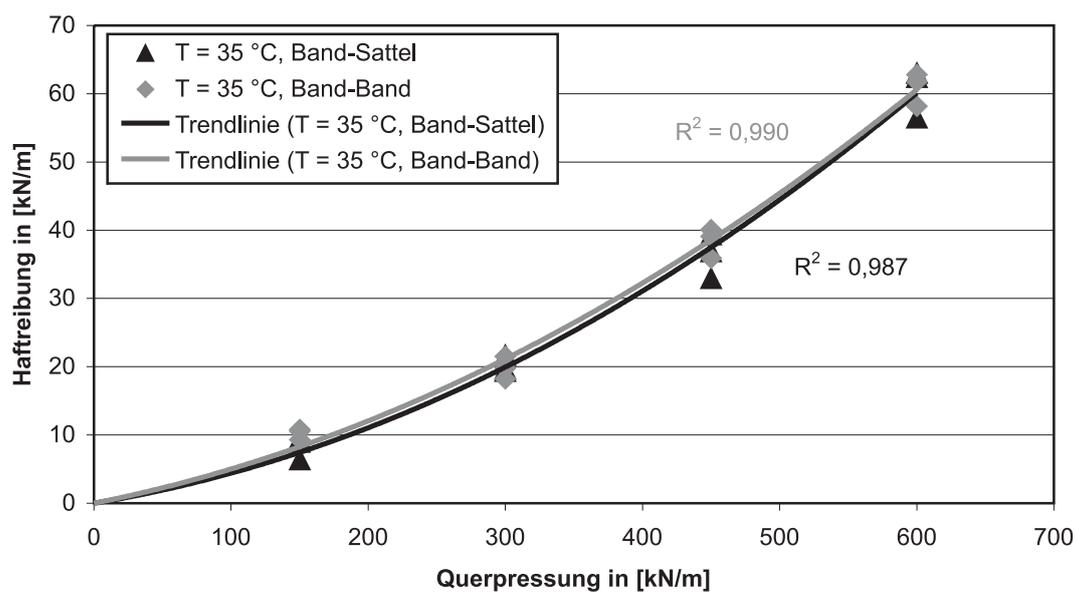


Bild 5.19: Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, innere Gleitung, $T = 35\text{ °C}$, Einfluss der Lasteintragungsart

5.10.1.3 Einfluss der Ziehgeschwindigkeit

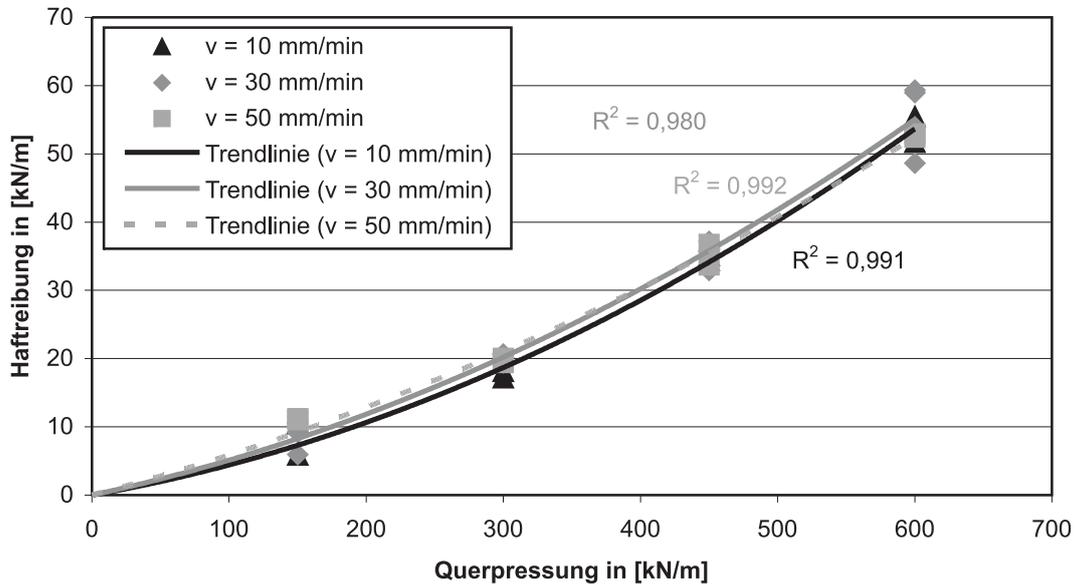


Bild 5.20: Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, innere Gleitung, Raumtemperatur, Einfluss der Geschwindigkeit

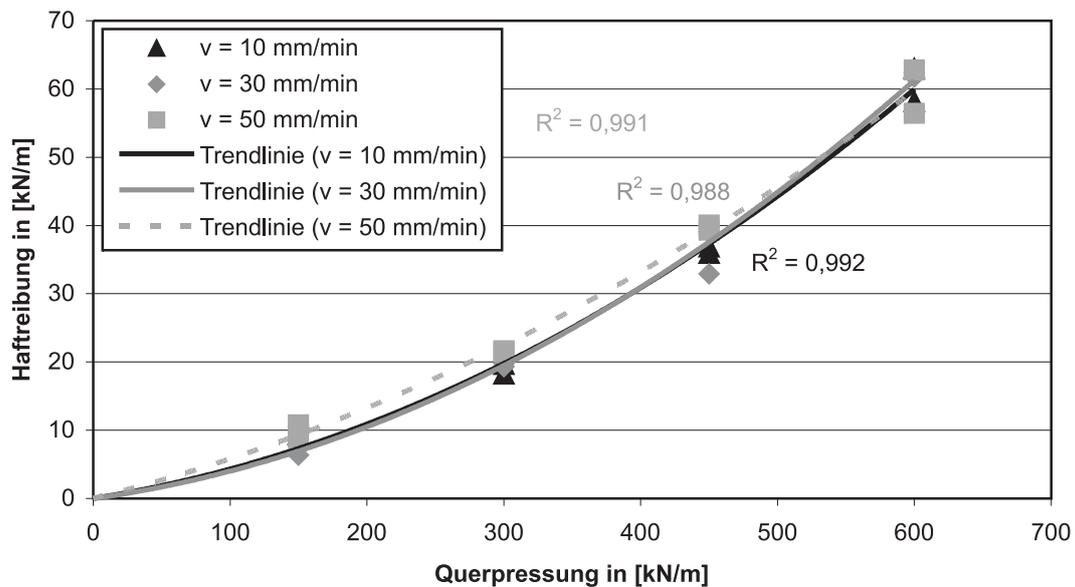


Bild 5.21: Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, innere Gleitung, $T = 35$ °C, Einfluss der Geschwindigkeit

Aus Bild 5.20 ist zu erkennen, dass bei Raumtemperatur im Bereich niedriger Querpressungen hohe Ziehgeschwindigkeiten zu größeren Reibungskräften führen. Die geringsten Haftreibungskräfte sind hier bei langsamen Ziehgeschwindigkeiten, d.h. langsamen Vorspanngeschwindigkeiten, zu erwarten.

Bei $T = 35\text{ °C}$ verstärkt sich die Tendenz, dass hohe Ziehgeschwindigkeiten ($v = 50\text{ mm/min}$) zu höheren Haftreibungskräften führen. Unterschiede zwischen $v = 30\text{ mm/min}$ und $v = 10\text{ mm/min}$ sind allerdings kaum festzustellen, vgl. Bild 5.21. Die Monohüllen aus PE-HD zeigen bei höherer Ziehgeschwindigkeit der Litzen ein starrereres Dämpfungsverhalten, wodurch sich deren Widerstand gegen eine „Anfangsverformung“ erhöht.

5.10.2 Betrachtung der Gleitreibung

5.10.2.1 Einfluss der Umgebungstemperatur

Wie schon bei der Haftreibung ist auch bei der Gleitreibung mit steigender Umgebungstemperatur durch größere Verformungen des Kunststoffes mit höheren Reibungsverlusten zu rechnen. Unterschiede zwischen den untersuchten Temperaturbereichen sind vor allem bei größeren Querpressungen zu erwarten, vgl. Bild 5.22.

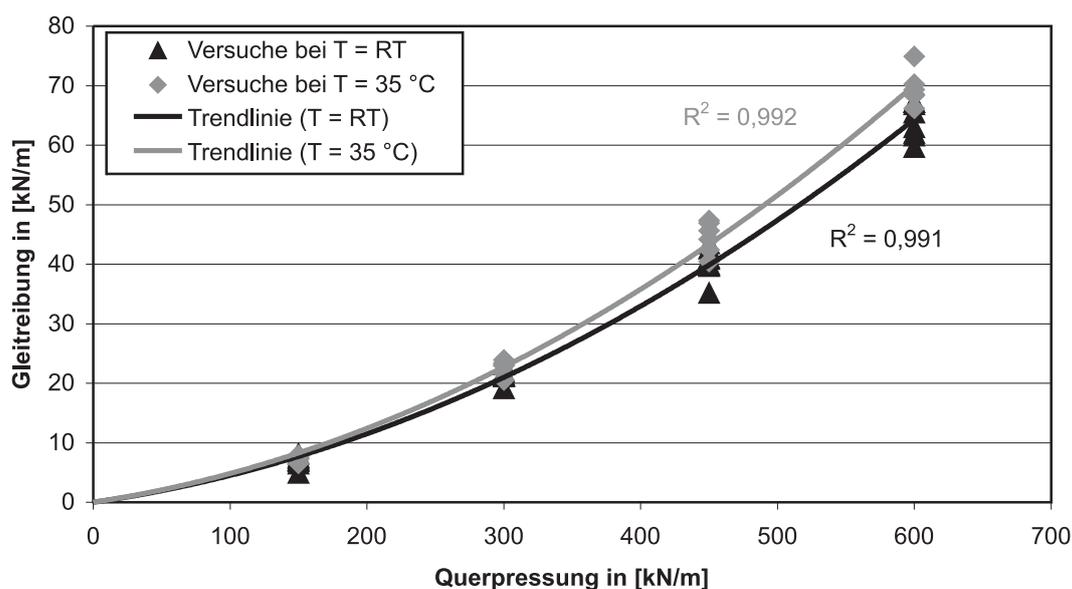


Bild 5.22: Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, innere Gleitung, Einfluss der Umgebungstemperatur

5.10.2.2 Einfluss der Lasteintragungsart

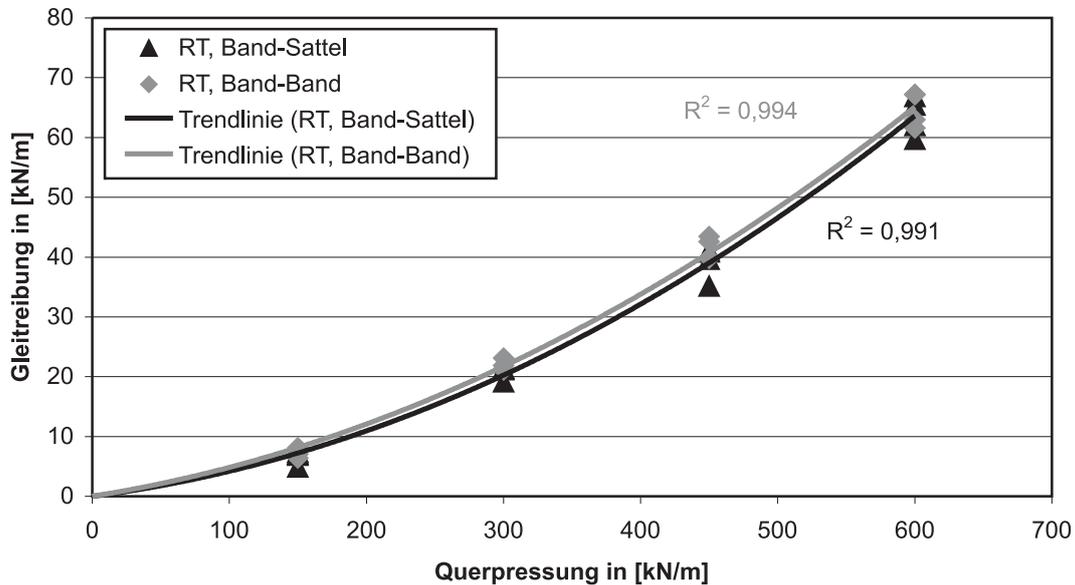


Bild 5.23: Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, innere Gleitung, Raumtemperatur, Einfluss der Lasteintragungsart

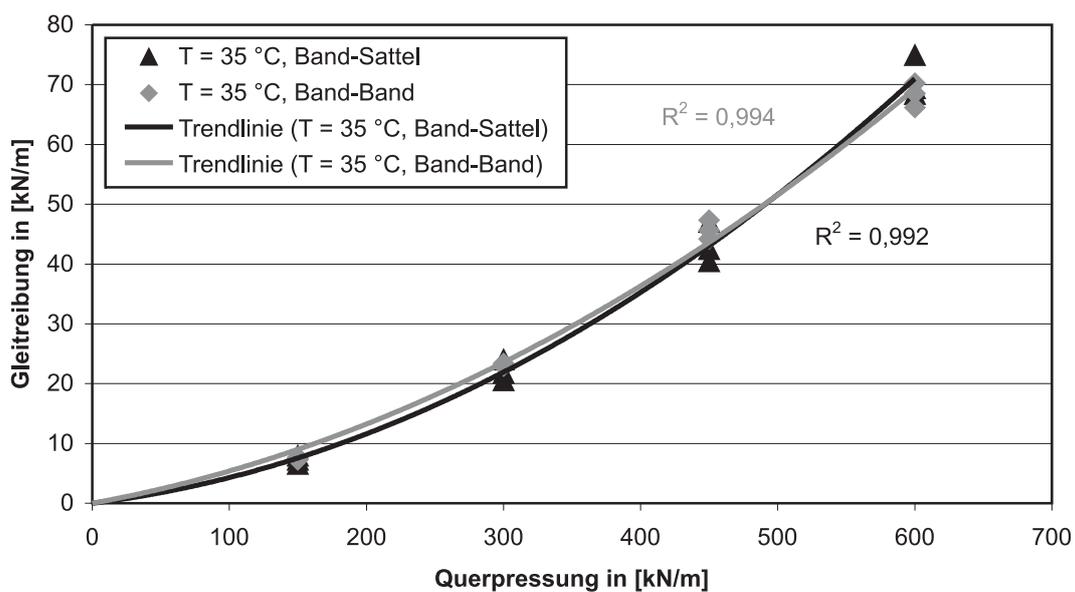


Bild 5.24: Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, innere Gleitung, T = 35 °C, Einfluss der Lasteintragungsart

Die Situation eines Spannbands zwischen zwei benachbarten Spannbändern führt zu etwas höheren Gleitreibungskräften, vgl. Bild 5.23. Wie bei der Haftreibung ist auch hier festzustellen, dass bei höheren Umgebungstemperaturen die Unterschiede in den Gleitreibungskräften geringer werden, der Einfluss der Lasteintragungsart also mit steigender Temperatur und vor allem bei größeren Querpressungen abnimmt, vgl. Bild 5.24.

5.10.2.3 Einfluss der Ziehgeschwindigkeit

Es ist festzustellen, dass niedrigere Ziehgeschwindigkeiten zu größeren Gleitreibungskräften führen, vgl. Bild 5.25. Vermutlich hat hier das zeitabhängige Verformungsverhalten des PE-HD einen entscheidenden Einfluss, da höhere Ziehgeschwindigkeiten zeitlich gesehen ein früheres Ende des Ziehvorgangs bedeuten. Mit steigender Umgebungstemperatur wird der Einfluss der Ziehgeschwindigkeit auf die aktivierte Gleitreibungskraft allerdings geringer; Unterschiede zwischen den untersuchten Ziehgeschwindigkeiten können bei $T = 35\text{ °C}$ kaum noch festgestellt werden, vgl. Bild 5.26. Dies wird auf das grundsätzlich weichere Materialverhalten des PE-HD bei höherer Umgebungstemperatur zurückgeführt, so dass der Einfluss der Ziehgeschwindigkeit, mit der die Litze an der Monohülle vorbeigleitet, geringer wird.

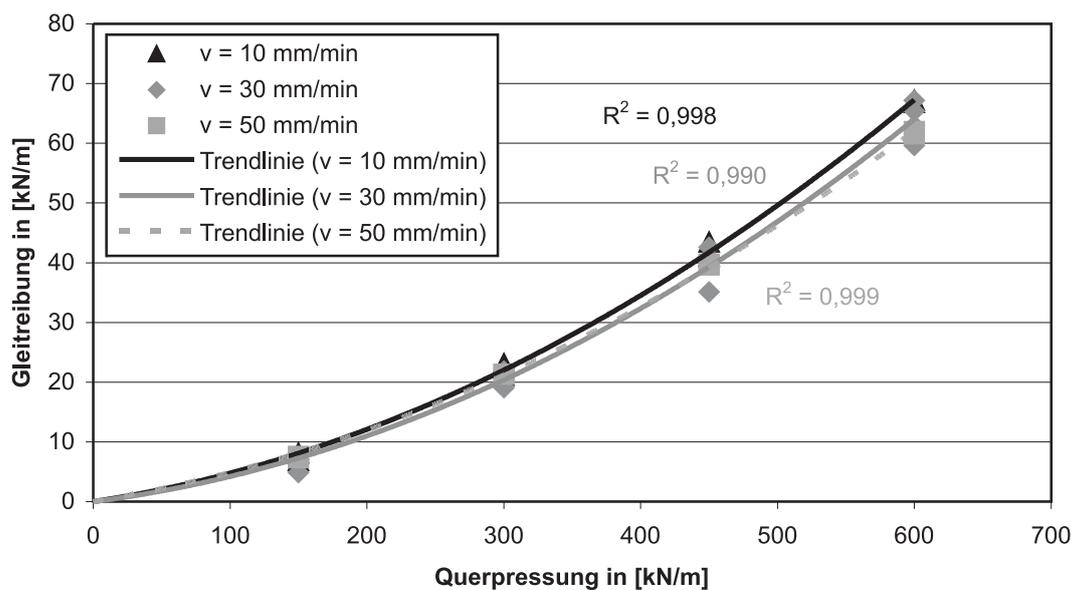


Bild 5.25: Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, innere Gleitung, Raumtemperatur, Einfluss der Geschwindigkeit

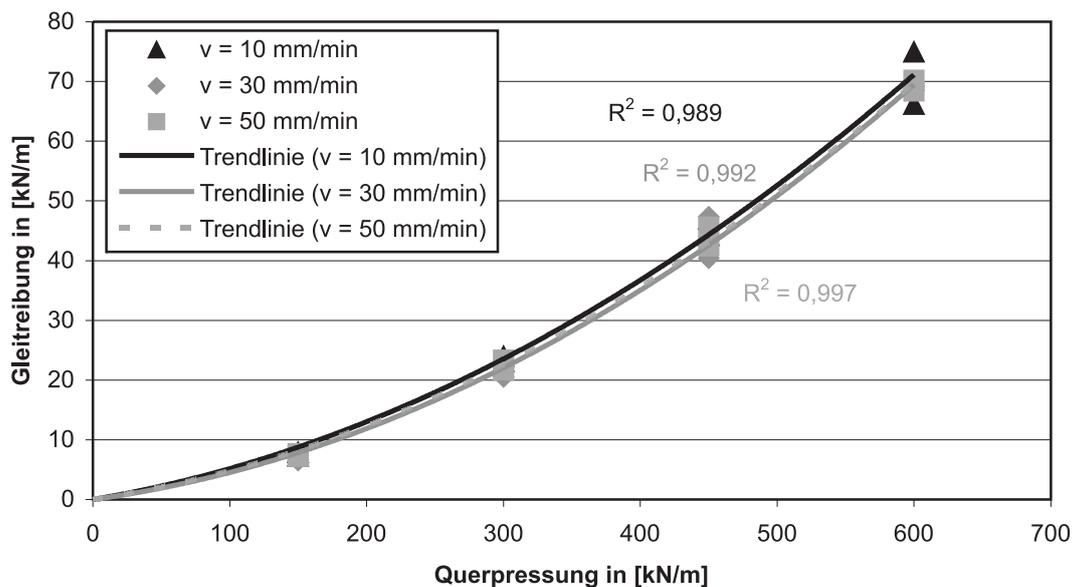


Bild 5.26: Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, innere Gleitung, $T = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, Einfluss der Geschwindigkeit

5.10.3 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Die Versuche mit innerer Gleitung konnten für alle Querlaststufen ohne Probleme durchgeführt werden. Es waren sowohl Haftreibungskräfte als auch Gleitreibungskräfte aus den Versuchsdaten ableitbar. Bei der Gleitreibung ergab sich ein charakteristischer Verlauf der Reibungskraft über den jeweiligen Gleitweg. Maximalwerte sowie gewichtete Mittelwerte der Gleitreibungskräfte konnten ermittelt werden. Die Tabellen 5.6, 5.7 und 5.8 fassen die so ermittelten Reibungskräfte zusammen. Diese werden in Abschnitt 5.12 zur Herleitung von Vorhersagemodellen für die zu erwartenden Reibungskräfte weiter verwendet.

Aus den Versuchen kann herausgelesen werden, dass eine niedrige Gleitgeschwindigkeit (d.h. eine geringe Leistungsfähigkeit der verwendeten Spannpressen) und eine hohe Umgebungstemperatur zu höheren Gleitreibungswiderständen bei innerer Gleitung führen. Mit steigender Umgebungstemperatur wird allerdings der Geschwindigkeitseinfluss geringer. Dies gilt auch für die Art der Lasteintragung. Während bei Raumtemperatur die Situation eines Bandes zwischen zwei benachbarten Spannbändern zu etwas höheren Reibungskräften führt, wird dieser Einfluss mit steigender Umgebungstemperatur verringert.

Tabelle 5.6: Haftreibungskräfte in [kN/m] aus den Versuchen mit innerer Gleitung

Versuch	IG: Haftreibungskraft in [kN/m] bei Querpressungen von			
	Q = 25 % bzw. 150 kN/m	Q = 50 % bzw. 300 kN/m	Q = 75 % bzw. 450 kN/m	Q = 100 % bzw. 600 kN/m
IG1RT10	5,84	17,18	34,35	55,45
IG2RT10	10,45	18,08	35,06	51,65
IG1RT30 *	7,55	20,04	34,40	51,30
IG2RT30 *	9,89	20,34	36,43	59,17
IG1RT50	11,22	20,07	33,70	52,95
IG2RT50	11,03	19,41	36,76	52,41
IG1HT10	9,46	19,62	36,83	63,00
IG2HT10	9,29	18,23	35,93	58,16
IG1HT30	6,34	19,30	32,91	62,39
IG2HT30	10,59	19,79	39,07	61,75
IG1HT50	8,95	21,67	39,35	56,44
IG2HT50	10,81	21,53	40,07	62,82

* jeweils Mittelwerte aus beiden Versuchen angegeben

Tabelle 5.7: Maximalwerte der Gleitreibungskraft in [kN/m] aus den Versuchen mit innerer Gleitung

Versuch	IG: Maximalwerte der Gleitreibungskraft in [kN/m] bei Querpressungen von			
	Q = 25 % bzw. 150 kN/m	Q = 50 % bzw. 300 kN/m	Q = 75 % bzw. 450 kN/m	Q = 100 % bzw. 600 kN/m
IG1RT10	8,18	25,48	46,91	77,46
IG2RT10	9,85	28,17	52,69	78,97
IG1RT30 *	7,55	24,48	44,33	71,86
IG2RT30 *	8,65	26,27	47,83	76,10
IG1RT50	10,06	26,56	46,95	73,74
IG2RT50	10,05	26,51	48,76	72,60
IG1HT10	9,46	28,79	53,35	82,52
IG2HT10	9,76	29,70	50,91	80,26
IG1HT30	8,27	26,17	47,76	78,62
IG2HT30	9,75	28,04	56,72	82,89
IG1HT50	9,87	25,65	51,06	77,41
IG2HT50	10,19	28,36	53,79	87,16

* jeweils Mittelwerte aus beiden Versuchen angegeben

Tabelle 5.8: Gewichtete Mittelwerte der Gleitreibungskraft in [kN/m] aus den Versuchen mit innerer Gleitung

Versuch	IG: Gewichtete Mittelwerte der Gleitreibungskraft in [kN/m] bei Querpressungen von			
	Q = 25 % bzw. 150 kN/m	Q = 50 % bzw. 300 kN/m	Q = 75 % bzw. 450 kN/m	Q = 100 % bzw. 600 kN/m
IG1RT10	6,84	21,12	41,04	66,83
IG2RT10	8,10	23,10	43,45	67,19
IG1RT30 *	5,95	20,22	37,95	62,52
IG2RT30 *	6,73	21,49	41,23	65,07
IG1RT50	7,34	21,31	39,61	61,97
IG2RT50	7,59	21,30	39,80	61,57
IG1HT10	7,87	23,94	46,94	74,90
IG2HT10	7,27	23,09	44,17	66,18
IG1HT30	6,53	20,52	40,41	69,32
IG2HT30	7,44	22,97	47,36	68,50
IG1HT50	7,22	21,70	42,42	68,39
IG2HT50	7,71	23,37	45,63	70,23

* jeweils Mittelwerte aus beiden Versuchen angegeben

5.11 Auswertung der Versuche mit äußerer Gleitung

5.11.1 Betrachtung der Haftreibung

5.11.1.1 Einfluss der Umgebungstemperatur

Es wird hier bewusst der Temperatureinfluss für beide Lasteintragungsarten getrennt dargestellt, vgl. Bilder 5.27 und 5.28. Anhand der beiden Bilder kann man erkennen, dass sich die Situation eines Bandes zwischen einem anderen Band und dem Sattel, vgl. Bild 5.27, in Bezug auf die Reibung deutlich günstiger gestaltet als für die Situation zwischen zwei benachbarten Spannbändern, vgl. Bild 5.28.

Wenn ein Band zwischen zwei benachbarten Bändern gleiten soll, so ergeben sich für höhere Temperatur größere Haftreibungskräfte als für Raumtemperatur. Bei einem Band, das direkt auf dem Sattel liegt, ist global betrachtet (ohne z.B. weitere Unterscheidung der Gleitgeschwindigkeiten) kein Temperatureinfluss erkennbar. Der Einfluss der Lasteintragung scheint eine besondere Rolle zu spielen. Hierauf wird im Folgenden eingegangen.

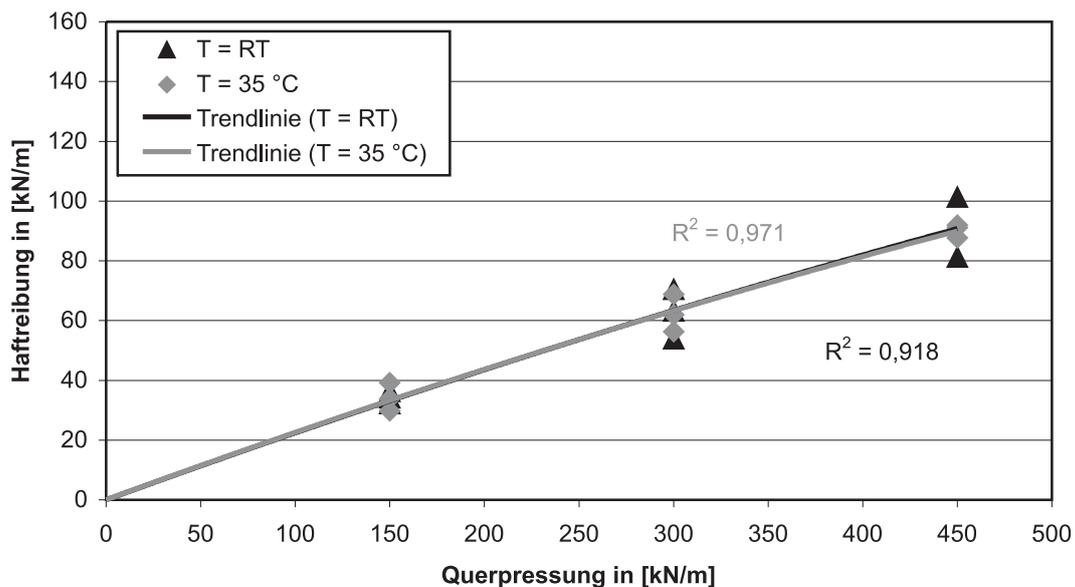


Bild 5.27: Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Situation Band-Sattel, Einfluss der Umgebungstemperatur

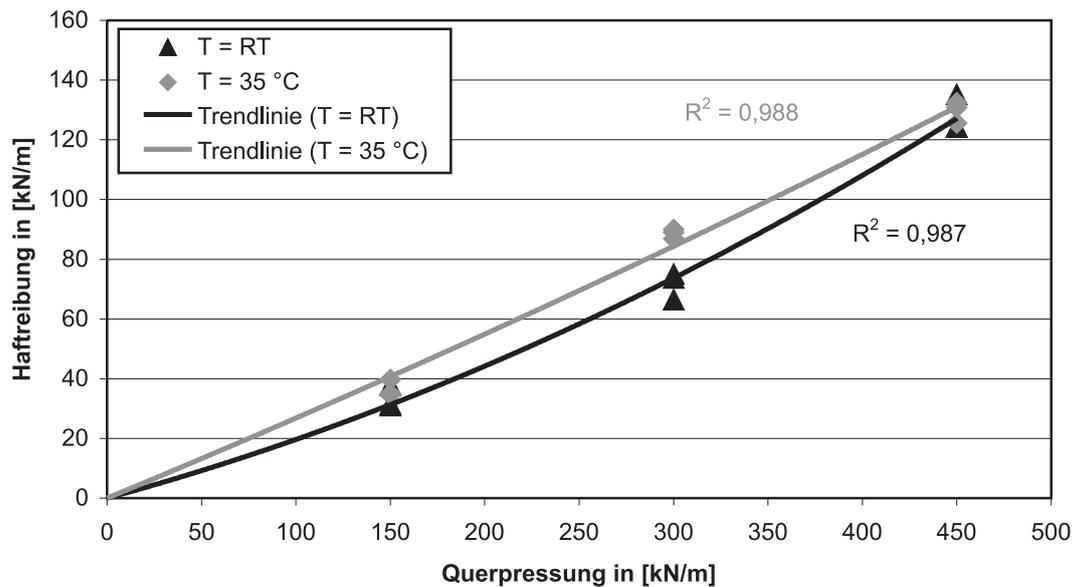


Bild 5.28: Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Situation Band-Band, Einfluss der Umgebungstemperatur

5.11.1.2 Einfluss der Lasteintragungsart

Die bereits angesprochene besondere Bedeutung der Lasteintragungsart wird aus den Bildern 5.29 und 5.30 deutlich. Sowohl für Raumtemperatur als auch für höhere Temperatur ist die Lasteintragung über einen Sattel als deutlich günstiger anzusehen. Für die Versuche mit einem Sattel als Lasteintragungskörper an einer Seite des Spannbands ist mit steigender Querpressung eine leicht unterproportionale Entwicklung der Reibungskraft erkennbar. Dies könnte unter Umständen mit der Ausbildung eines Polymer-Schmierfilms in der Gleitfuge zusammenhängen, der die Reibung geringfügig herabsetzt. Darüber haben Czichos und Harbig [17] berichtet, vgl. auch Kapitel 3. Ein weiterer Grund kann darin liegen, dass in den Diagrammen jeweils Versuche mit verschiedenen Geschwindigkeiten zusammengefasst wurden. Dieser Parameter wird im folgenden Abschnitt näher beleuchtet.

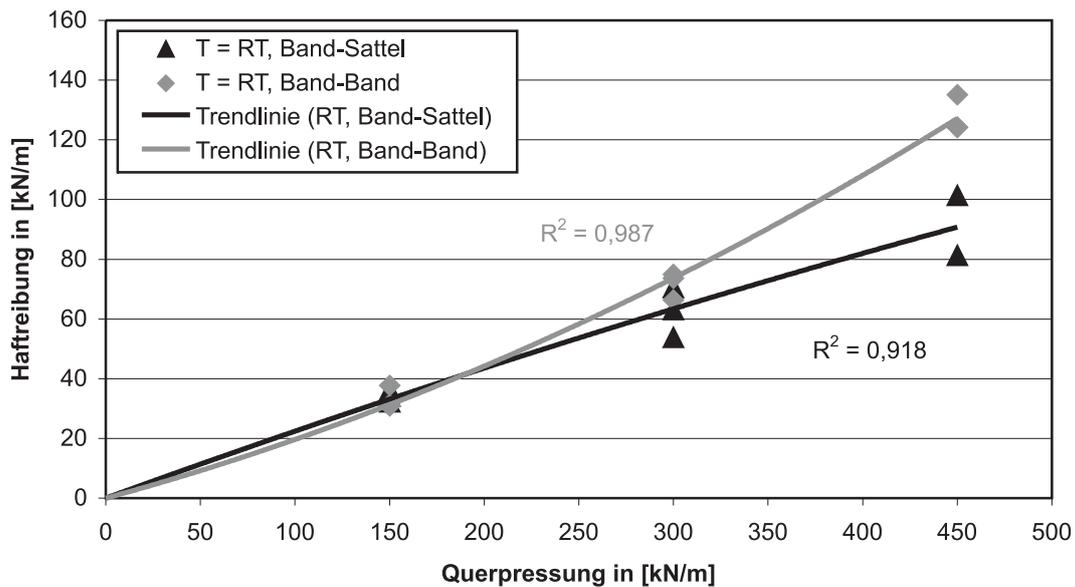


Bild 5.29: Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Raumtemperatur, Einfluss der Lasteintragungsart

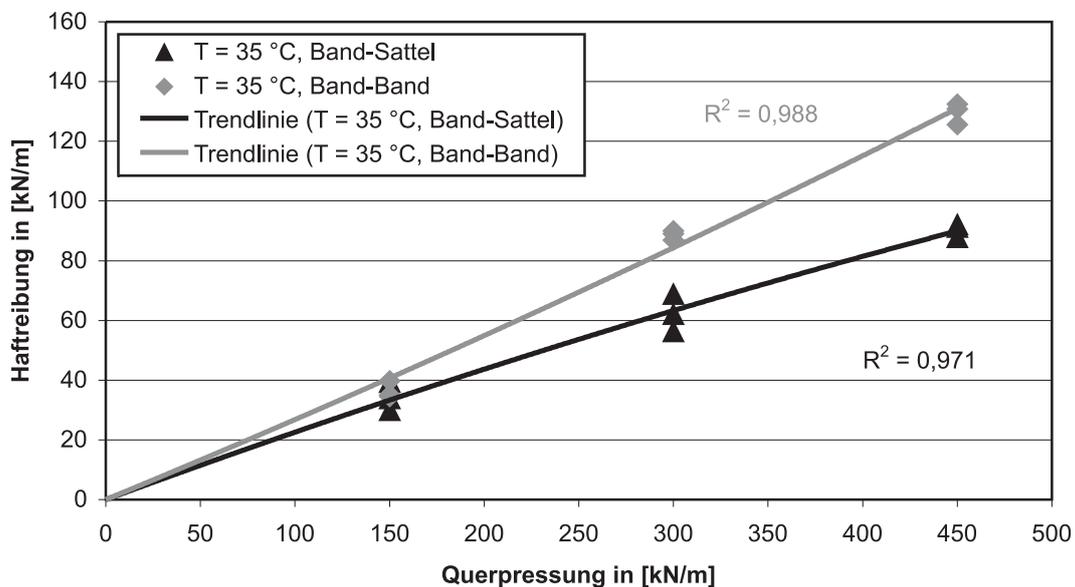


Bild 5.30: Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, äußere Gleitung, $T = 35\text{ °C}$, Einfluss der Lasteintragungsart

Für ein Band zwischen zwei direkt anliegenden Bändern scheinen bei höheren Lasten Klemmeffekte eine größere Rolle zu spielen, die sich durch ungleichmäßige Verformungen der Bandhülle auf Grund der darunter liegenden Spannstahllitzen ergeben können und zu der erkennbaren leicht überproportionalen Steigerung der Reibungskräfte führen. Die Lastübertragung durch den Sattel führt zu deutlich geringeren Verformungen. Dies ist ein deutliches Indiz dafür, dass ein bündelweises Vorspannen mit nur einer Gleitungssebene, nämlich derjenigen zwischen dem auf dem Sattel befindlichen Band und der Satteloberfläche selbst, eine in Bezug auf die Haftreibungskräfte günstigere Variante darstellt als ein bandweises Vorspannen mit Gleitungsebenen zwischen den Bändern.

5.11.1.3 Einfluss der Ziehgeschwindigkeit

Der Einfluss der Ziehgeschwindigkeit wird nun auf Grund der bisherigen Feststellungen jeweils getrennt nach Lasteintragsart und herrschender Umgebungstemperatur dargestellt. Die Bilder 5.31 und 5.32 zeigen den Geschwindigkeitseinfluss bei Raumtemperatur, Bilder 5.33 und 5.34 den Einfluss bei erhöhter Temperatur. Die starken Unterschiede in Abhängigkeit von der Lasteintragsart hätten den Geschwindigkeitseinfluss unter Umständen überdeckt und in einem kombinierten Diagramm unkenntlich gemacht.

Für die Situation eines vorzuspannenden Bandes zwischen Sattel und Nachbarband ist sowohl bei Raumtemperatur (Bild 5.31) als auch bei erhöhter Temperatur (Bild 5.33) eine möglichst hohe Ziehgeschwindigkeit beim Vorspannen günstig in Bezug auf die Haftreibungskräfte, die für eine Gleitung überwunden werden müssen. Ein Grund für die bei Raumtemperatur unplausibel erscheinenden größten Haftreibungskräfte für die mittlere Ziehgeschwindigkeit von 30 mm/min kann die wegen der vielen untersuchten Parameter zwangsläufig geringe Zahl an Einzelversuchen mit diesem Parameter sein. Weitere Versuche mit den gleichen Parametern hätten hier unter Umständen zu eindeutigeren Tendenzen geführt.

Bei einem Band zwischen zwei benachbarten Spannbändern ist der Einfluss der Ziehgeschwindigkeit auf die Haftreibungskräfte deutlich geringer und besitzt gemäß der Versuchsergebnisse keine eindeutige Tendenz, vgl. Bilder 5.32 und 5.34. Die Quetschungen des Kunststoffes spielen auch hier wieder eine bedeutende Rolle.

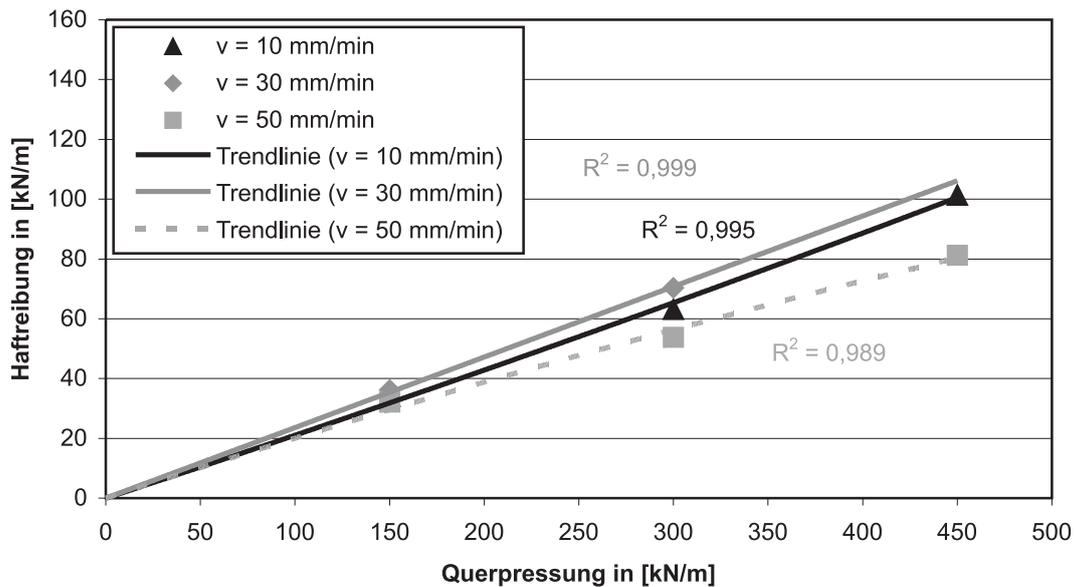


Bild 5.31: Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Raumtemperatur, Situation Band-Sattel, Einfluss der Geschwindigkeit

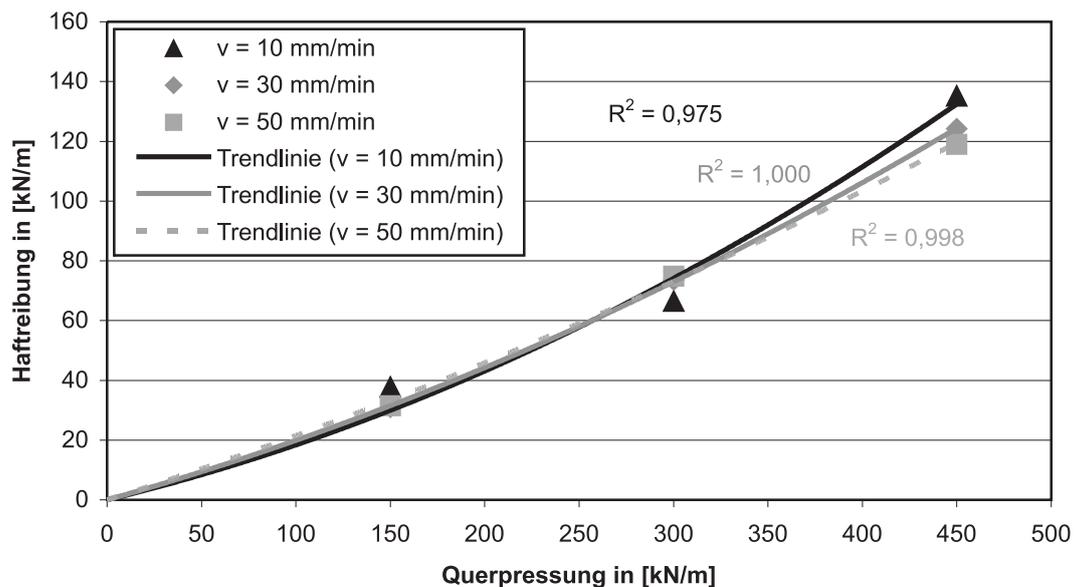


Bild 5.32: Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Raumtemperatur, Situation Band-Band, Einfluss der Geschwindigkeit

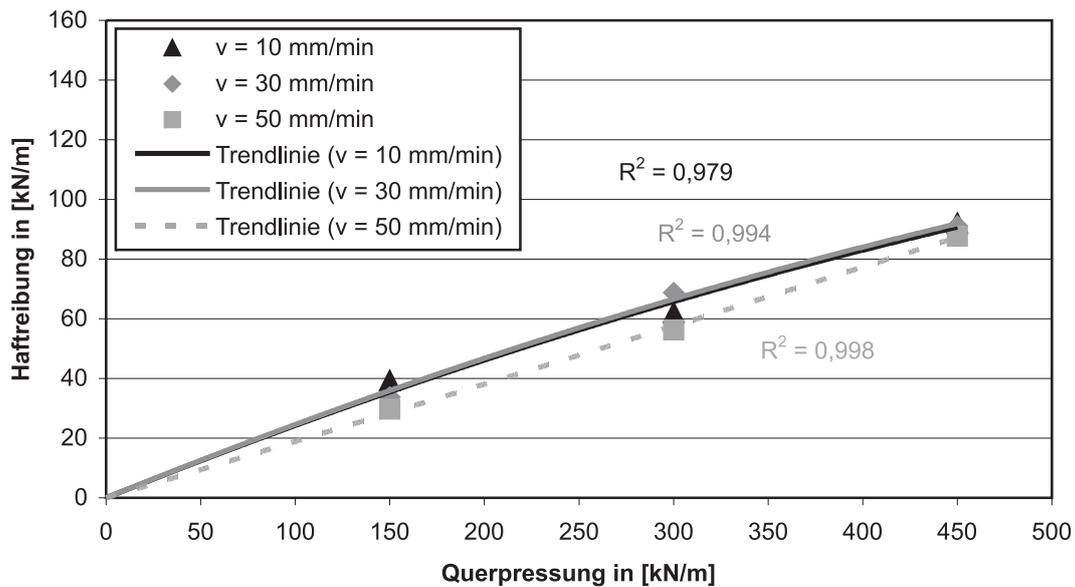


Bild 5.33: Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, äußere Gleitung, $T = 35\text{ °C}$, Situation Band-Sattel, Einfluss der Geschwindigkeit

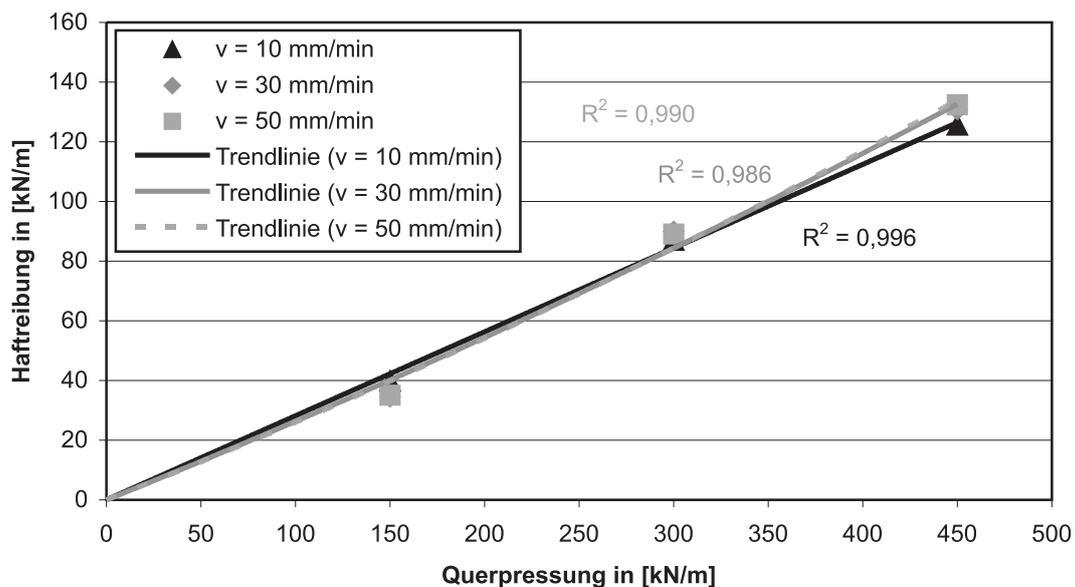


Bild 5.34: Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, äußere Gleitung, $T = 35\text{ °C}$, Situation Band-Band, Einfluss der Geschwindigkeit

5.11.1.4 Einfluss der Sattelausbildung

Ein Parameter, der lediglich bei den Versuchen mit äußerer Gleitung variiert wurde, betraf die Sattelausbildung. Bei einer Ziehgeschwindigkeit von 30 mm/min wurden bei Raumtemperatur für die Lasteintragungsart „Band-Sattel“ drei verschiedene Sattelkonfigurationen untersucht: Ein PE-HD-Sattel wurde sowohl gefettet als auch ungefettet geprüft, ebenso kam die Variante mit einem gefetteten Edelstahlsattel zum Einsatz, vgl. hierzu auch Tabelle 5.3 und Tabelle 5.4.

Eine gefettete Satteloberfläche führte zu einer deutlichen Verringerung der Haftreibungskräfte, vgl. Bild 5.35. Die zwar ohnehin geringen, aber vorhandenen Adhäsionskräfte werden weiter verringert und führen zu günstigeren Reibungsverhältnissen. Eine eindeutige Tendenz, ob nun ein gefetteter Sattel aus PE-HD oder aus Edelstahl die bessere Alternative ist, lassen die Versuche nicht erkennen. Weitere Versuche könnten darüber Aufschluss geben.

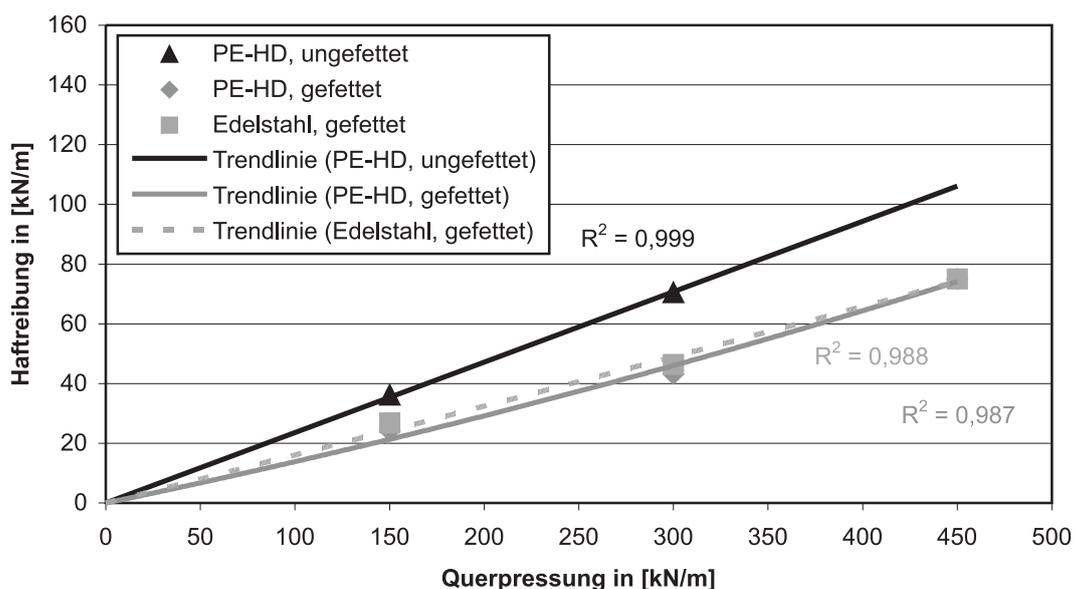


Bild 5.35: Zusammenhang zwischen Haftreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Raumtemperatur, Einfluss der Sattelausbildung

5.11.2 Betrachtung der Gleitreibung

5.11.2.1 Einfluss der Umgebungstemperatur

Wie bei der Haftreibung können auch bei der Gleitreibung in Abhängigkeit von der Art der Lasteintragung Unterschiede zwischen den untersuchten Umgebungstemperaturen festgestellt werden. Für den Fall eines Bandes zwischen Sattel und Nachbarband war allerdings anhand der Versuchsdaten keine eindeutige Tendenz ablesbar, vgl. Bild 5.36. Ein Spannband zwischen zwei benachbarten Bändern weist bei Raumtemperatur dagegen deutlich geringere Reibwiderstände als bei erhöhter Temperatur auf, vgl. Bild 5.37. Dies wird ebenfalls auf das weichere Materialverhalten des Kunststoffes bei erhöhter Temperatur zurückgeführt, wodurch die querlastabhängigen Quetschungen der Umhüllungen zunehmen und durch ihre Verformungen einer Gleitung stärker entgegen wirken. Bei Vergleich der beiden Diagramme fällt erneut das günstigere Gleitverhalten eines direkt auf dem Sattel befindlichen Bandes auf. Darauf wird im folgenden Abschnitt eingegangen.

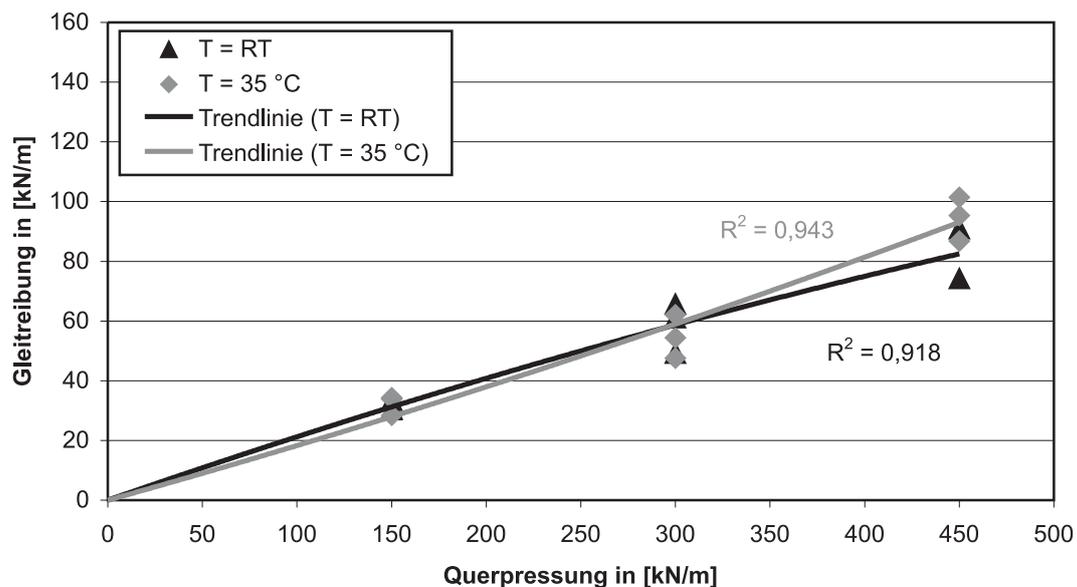


Bild 5.36: Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Situation Band-Sattel, Einfluss der Umgebungstemperatur

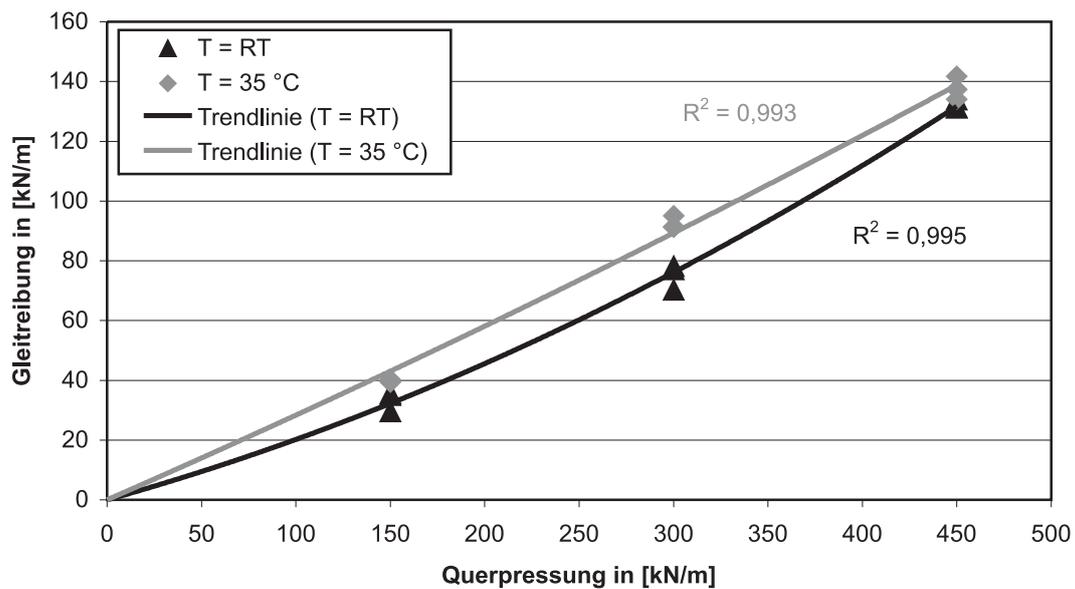


Bild 5.37: Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Situation Band-Band, Einfluss der Umgebungstemperatur

5.11.2.2 Einfluss der Lasteintragungsart

Für die Art der Lasteintragung ergeben sich auch für die Gleitreibung höhere Werte, falls ein Band zwischen zwei benachbarten Bändern betrachtet wird, vgl. Bilder 5.38 und 5.39. Bei einer höheren Umgebungstemperatur vergrößert sich der Unterschied auf größere Querpressungsbereiche. Für Raumtemperatur sind in geringeren Querpressungsbereichen so gut wie keine Unterschiede feststellbar, vgl. Bild 5.38. Dies führt zu dem Hinweis, dass bei geringen Querpressungen ein bandweises Spannen, evtl. zur Erzielung einer für alle Bänder gleichen Vorlast, ohne größeren Nachteil zu bewerkstelligen ist. Anschließend empfiehlt sich auf Grund der besseren Gleitverhältnisse ein bündelweises Vospannen des gesamten Spannglieds mit nur einer Gleitungsebene.

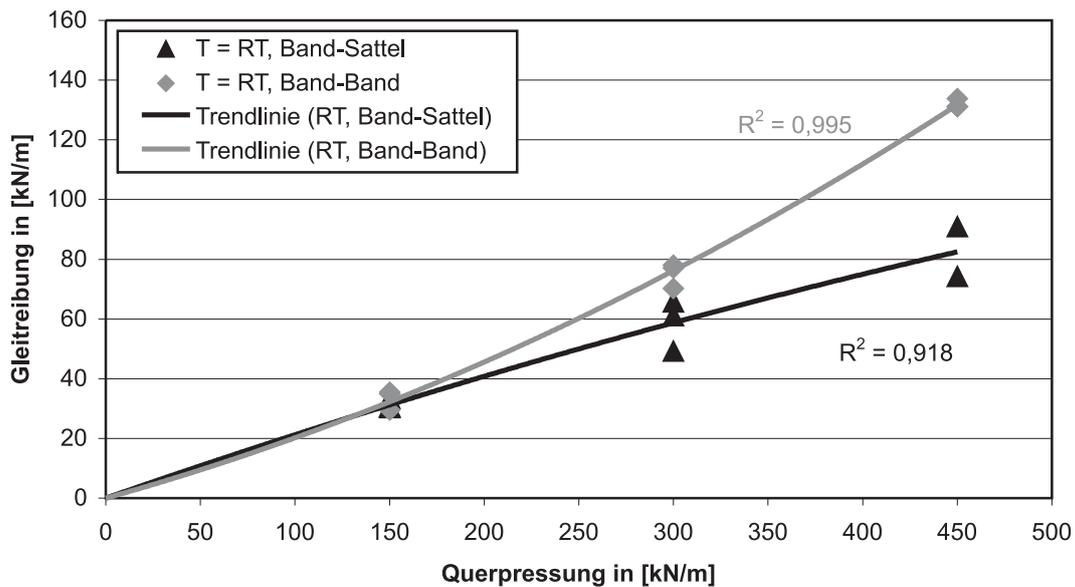


Bild 5.38: Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Raumtemperatur, Einfluss der Lasteintragungsart

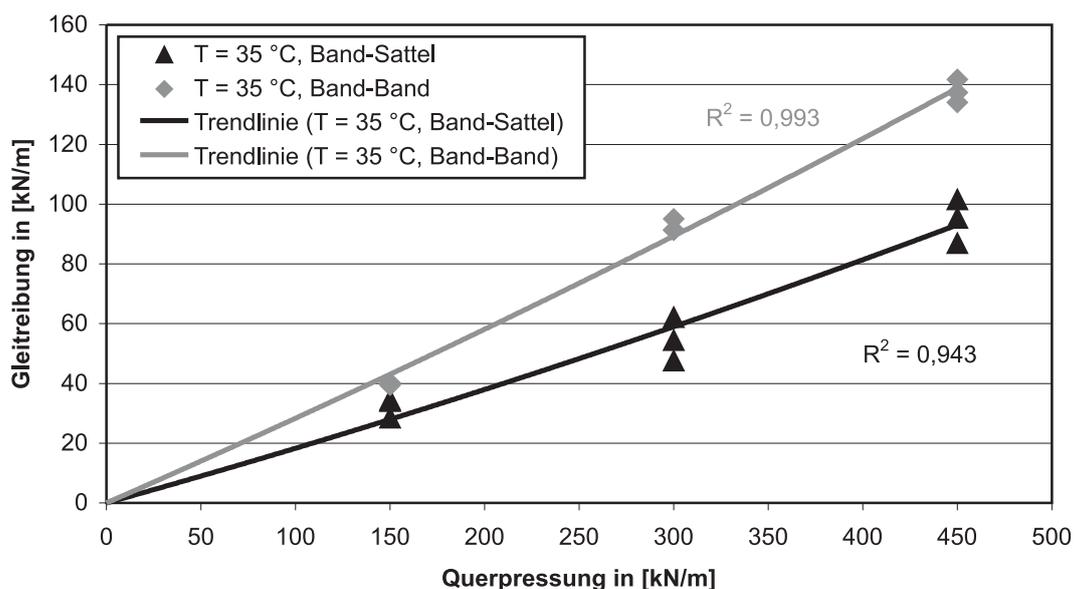


Bild 5.39: Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, äußere Gleitung, T = 35 °C, Einfluss der Lasteintragungsart

5.11.2.3 Einfluss der Ziehgeschwindigkeit

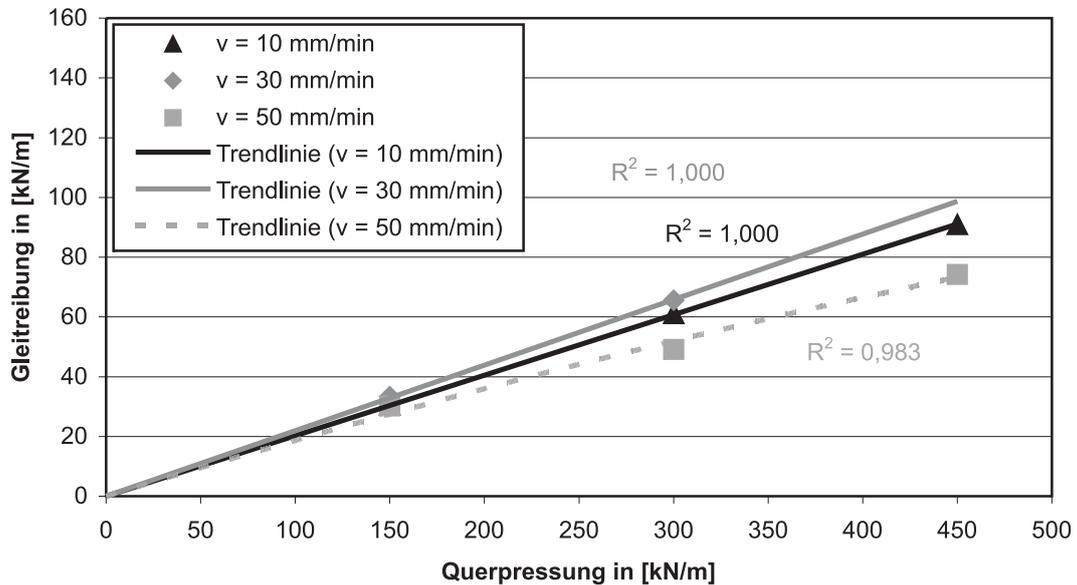


Bild 5.40: Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Raumtemperatur, Situation Band-Sattel, Einfluss der Geschwindigkeit

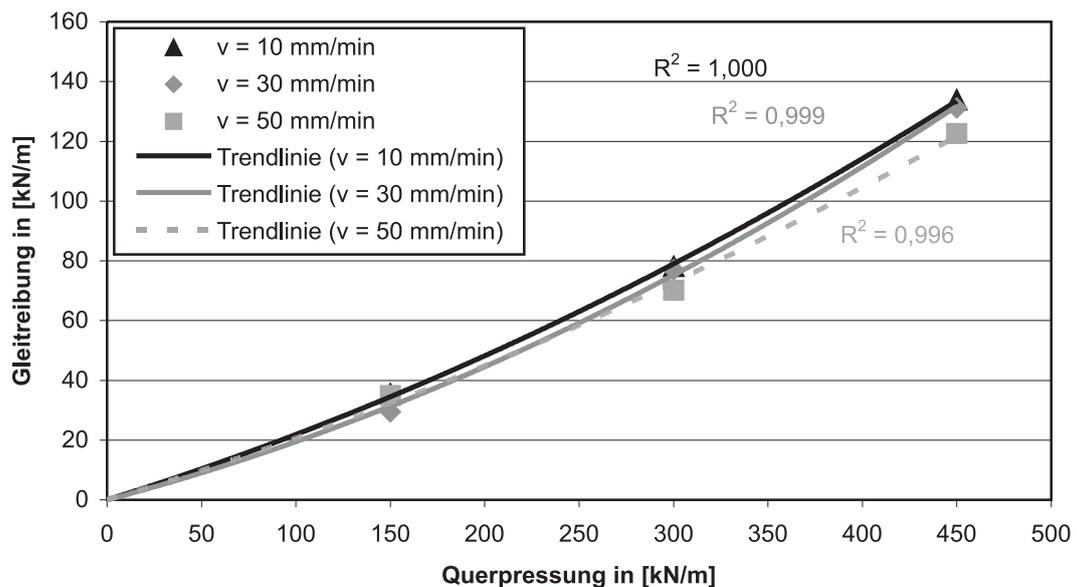


Bild 5.41: Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Raumtemperatur, Situation Band-Band, Einfluss der Geschwindigkeit

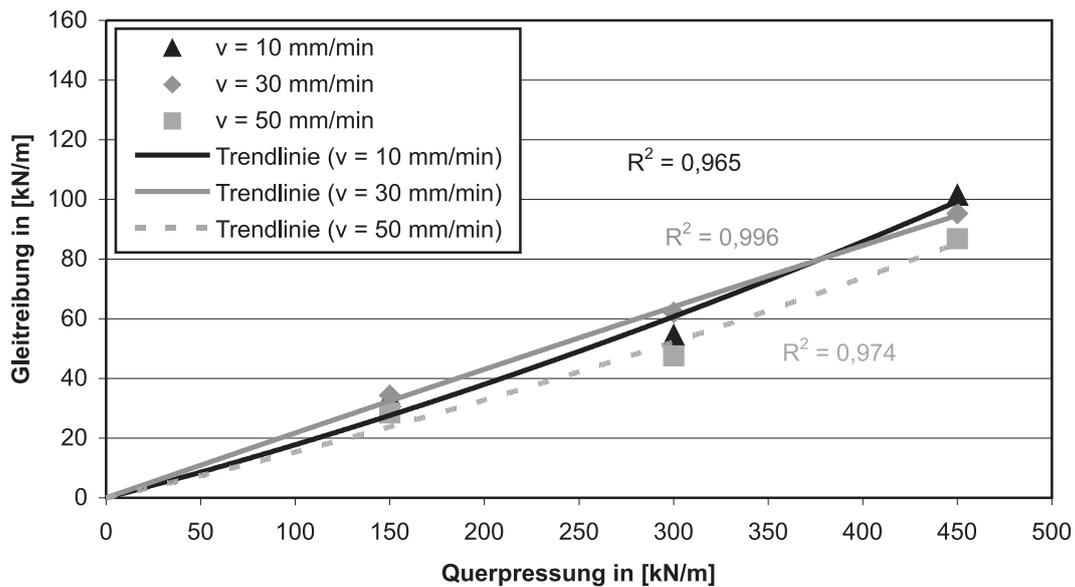


Bild 5.42: Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, äußere Gleitung, $T = 35$ °C, Situation Band-Sattel, Einfluss der Geschwindigkeit

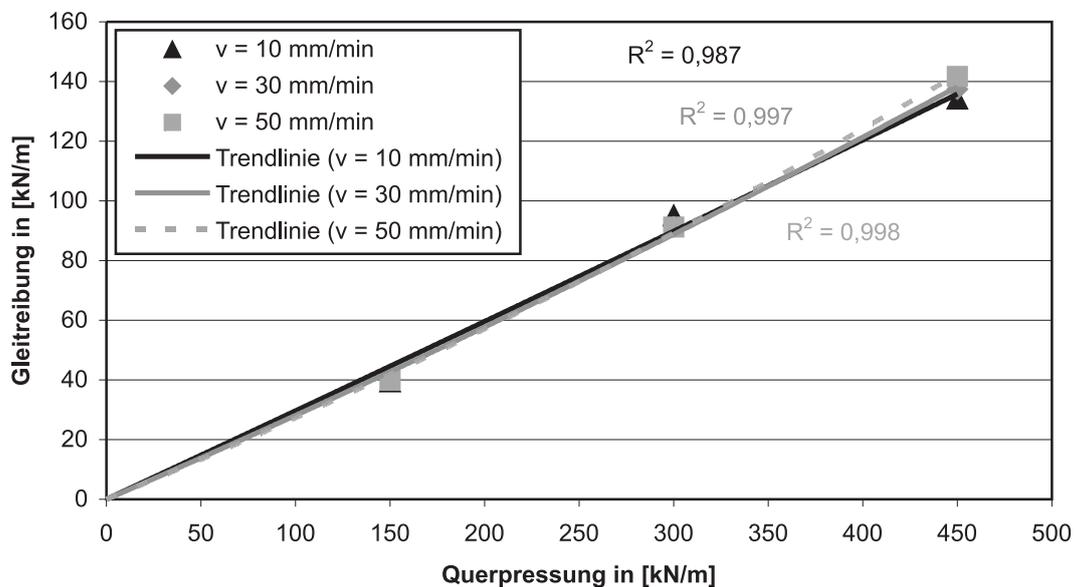


Bild 5.43: Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, äußere Gleitung, $T = 35$ °C, Situation Band-Band, Einfluss der Geschwindigkeit

Höhere Ziehgeschwindigkeiten führen vor allem bei Raumtemperatur zu geringeren Reibungskräften vgl. Bilder 5.40 und 5.41. Bei $T = 35\text{ °C}$ ist diese Tendenz lediglich für die Lasteintragungsart Band-Sattel erkennbar, vgl. Bild 5.42. Für ein sich zwischen zwei Nachbarbändern befindliches Spannband führen wiederum die zunehmenden Klemmeffekte durch stärkere Zusammendrückungen zwischen den Bändern zu einer Abminderung des Geschwindigkeitseinflusses, vgl. Bild 5.43. Die für diesen Fall festgestellten Unterschiede zwischen den einzelnen Geschwindigkeiten sind vernachlässigbar. Eine möglichst hohe Geschwindigkeit beim Vorspannen ist auf Grund der Versuchsergebnisse jedoch durchaus empfehlenswert.

5.11.2.4 Einfluss der Sattelausbildung

Die größten Gleitreibungskräfte werden für die Variante mit ungefettetem PE-HD-Sattel festgestellt, vgl. Bild 5.44. Die Unterschiede zwischen gefettetem Edelmetallsattel und gefettetem Sattel aus PE-HD sind eher gering und können im Bereich der Schwankungsbreite der Versuche liegen. Verringerungen der Reibungskräfte im Vergleich zur ungefetteten Variante sind aber deutlich erkennbar.

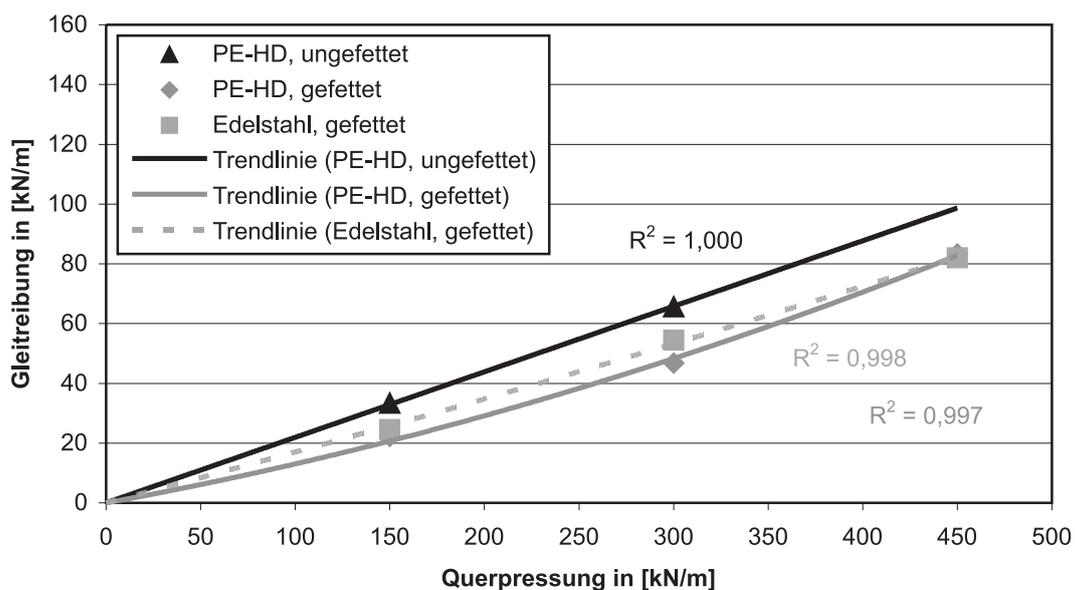


Bild 5.44: Zusammenhang zwischen Gleitreibung und Querpressung, äußere Gleitung, Raumtemperatur, Einfluss der Sattelausbildung

5.11.3 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Die Versuche mit äußerer Gleitung waren deutlich aufwendiger als diejenigen mit innerer Gleitung. Besonders bei sehr hohen Querpressungen fiel es zunehmend schwer, das Spannband zwischen den beiden Lasteinleitungsflächen hindurchzuziehen und folglich eine äußere Gleitung zu erzielen. Klemmeffekte der Lasteintragungskörper (Sattelplatte oder Bandabschnitt) führten neben zeitabhängigen Verformungen der Kunststoffumhüllungen zu diesen Beobachtungen. Dieses Verhalten trat in allen Versuchen auf. Zum Vergleich der Versuche untereinander, wie in den vorangegangenen Abschnitten dargelegt, wurden daher lediglich die Versuchsdaten der ersten drei Laststufen herangezogen. Diese werden auch zur weiteren Herleitung von Vorhersagemodellen für die zu erwartenden Reibungsverluste verwendet.

Die Versuche simulieren am ehesten diejenige Situation, die beim stufenweisen und bandweisen Vorspannen eines Spannglieds auftritt. Auch hier liegen für die Bänder, abgesehen vom obersten Band des Stapels, jeweils zwei Gleitungsflächen vor, so dass beim Vorspannen zwei Pressungsflächen vorhanden sind. Anhand der durchgeführten symmetrischen Versuche mit beiderseitigen Bandabschnitten zur Querlasteintragung kann allerdings die Situation zurückgerechnet werden, die bei einem bündelweisen Vorspannen des gesamten Spannglieds auftritt. In diesem Fall liegt nur eine Gleitungsebene zwischen Sattel und dem darauf liegenden Band vor.

Das in allen Versuchen beobachtete Ruckgleiten ist auf Klemmeffekte des zwischen zwei Flächen zusammengedrückten und gezogenen Spannbands zurückzuführen, jedoch ebenfalls auf ein nicht zu verhin-derndes leichtes Mitschwingen der unteren Lastplatte der Versuchseinrichtung. Bei einem bandweisen Vorspannen eines aus mehreren Bändern bestehenden Spannglieds sind solche Ruckgleit-Effekte auch in der Praxis vorstellbar.

Die Tabellen 5.9 und 5.10 fassen einige aus den Versuchsdaten abgeleiteten Werte für die jeweils ersten drei Laststufen zusammen. Grundsätzlich kann festgehalten werden, dass eine Fettung der Satteloberfläche zu einem deutlich günstigeren Gleitverhalten mit geringeren Reibungsverlusten führt. Die Versuche lieferten hierfür deutliche Aussagen. Der Einfluss der Ziehgeschwindigkeit ist besonders für Raumtemperatur gegeben. Hier ist eine möglichst hohe Geschwindigkeit beim Vorspannen von Vorteil. Am deutlichsten tritt in den Versuchen der Einfluss der Lasteintragungsart zu Tage. Die Situation eines Bandes direkt an einem Sattel ist für das betreffende Band viel günstiger als die Situation zwischen zwei Bändern.

Die Empfehlung lautet daher, ein Spannglied möglichst nur geringfügig bandweise zu straffen und anschließend, sofern dies möglich ist, das gesamte Paket als gemeinsames Bündel weiter vorzuspannen.

Tabelle 5.9: Haftreibungskräfte in [kN/m] aus den Versuchen mit äußerer Gleitung

Versuch	AG: Anfangswerte der Haftreibungskraft in [kN/m] bei Querpressungen von		
	Q = 25 % bzw. 150 kN/m	Q = 50 % bzw. 300 kN/m	Q = 75 % bzw. 450 kN/m
AG1RT10	34,09	63,11	101,30
AG3RT10	37,73	66,39	135,06
AG1RT30	36,17	70,39	*
AG2RT30	24,20	43,15	76,12
AG3RT30	30,93	73,59	124,22
AG4RT30	26,84	46,35	75,08
AG1RT50	32,13	53,79	81,18
AG3RT50	31,47	74,92	118,96
AG1HT10	39,24	61,98	91,98
AG3HT10	39,73	86,91	125,60
AG1HT30	33,81	68,76	91,15
AG3HT30	34,55	89,95	130,80
AG1HT50	29,78	56,24	87,74
AG3HT50	35,04	89,04	132,40

* keine Auswertung möglich

Tabelle 5.10: Gewichtete Mittelwerte der Gleitreibungskraft in [kN/m] aus den Versuchen mit äußerer Gleitung

Versuch	AG: Mittelwerte der Gleitreibungskraft in [kN/m] bei Querpressungen von		
	Q = 25 % bzw. 150 kN/m	Q = 50 % bzw. 300 kN/m	Q = 75 % bzw. 450 kN/m
AG1RT10	30,52	61,05	90,89
AG3RT10	35,44	78,03	133,81
AG1RT30	33,30	65,58	*
AG2RT30	22,26	46,75	83,32
AG3RT30	29,51	77,04	131,17
AG4RT30	24,56	54,48	81,98
AG1RT50	30,25	49,16	74,22
AG3RT50	34,98	70,22	122,60
AG1HT10	33,92	54,42	101,43
AG3HT10	39,37	95,05	134,07
AG1HT30	34,34	62,10	95,29
AG3HT30	40,20	91,34	137,39
AG1HT50	28,45	47,58	86,82
AG3HT50	39,87	91,27	141,74

* keine Auswertung möglich

5.12 Vorhersagemodelle für die Reibungsverluste und die Art der auftretenden Gleitung beim Vorspannen

5.12.1 Vorbemerkung

Mit Hilfe der Versuchsdaten können für verschiedene Einflussparameter die zu erwartenden Reibungskräfte bei unterschiedlichen Querpressungen angegeben werden. Es wird dabei eine Unterscheidung in Haftreibung und Gleitreibung vorgenommen. Die Haftreibung wird als ausschlaggebendes Kriterium angesehen, welche Gleitungsart zu Beginn eines Vorspannprozesses bei einem bestimmten Querlastniveau auftritt. Durch den sehr stark vom Gleitweg abhängigen, nicht-linearen Verlauf der Reibungskraft bei einer inneren Gleitung kann es allerdings auch zu einem Umschlagen der Gleitverhältnisse beim Vorspannen kommen. Wenn sich die Litze beim Vorspannen nicht verdrehen kann, sei es aus Gründen der Längskraft der Litze oder des gegenseitigen Abstandes zwischen Sattel und Verankerung bzw. dem Nachbarsattel, so tritt ein charakteristisches Maximum der Reibungskraft über den Ziehweg auf. Dies kann dazu führen, dass die bei äußerer Gleitung eher als unabhängig vom Gleitweg zu bezeichnende Reibungskraft unter dem Niveau dieses Maximums liegt und sich daraufhin im weiteren Verlauf des Vorspannens eine äußere Gleitung einstellt.

5.12.2 Darstellung der Vorhersagemodelle

Die aus den Versuchsdaten erzeugten Ausgleichskurven für die ermittelten charakteristischen Reibungskräfte in den jeweiligen Querlaststufen werden nachfolgend exemplarisch für je zwei Versuche mit innerer Gleitung, vgl. Bild 5.45, und zwei Versuche mit äußerer Gleitung, vgl. Bild 5.46, dargestellt.

In den Diagrammen sind sowohl die Formeln der gewählten Ausgleichskurven als auch deren Regressionskoeffizienten angegeben. Auf die Darstellung der Kurven für die anderen Versuche wird an dieser Stelle verzichtet. Stattdessen werden in Tabellen die Koeffizienten der Kurven angegeben. Auf Grund der Äußerungen im vorangegangenen Abschnitt sind für innere Gleitung in Tabelle 5.11 die Koeffizienten für die Ausgleichskurve der Haftreibungskräfte und die maximalen Gleitreibungskräfte angegeben. Für äußere Gleitung können Tabelle 5.12 die Koeffizienten der Ausgleichskurven für die Haftreibungskräfte und die gemittelten Gleitreibungskräfte entnommen werden. Zur genauen Zuordnung

der gewählten Kurzbezeichnungen der einzelnen Versuche sei auf die Tabellen 5.1 bis 5.4 verwiesen.

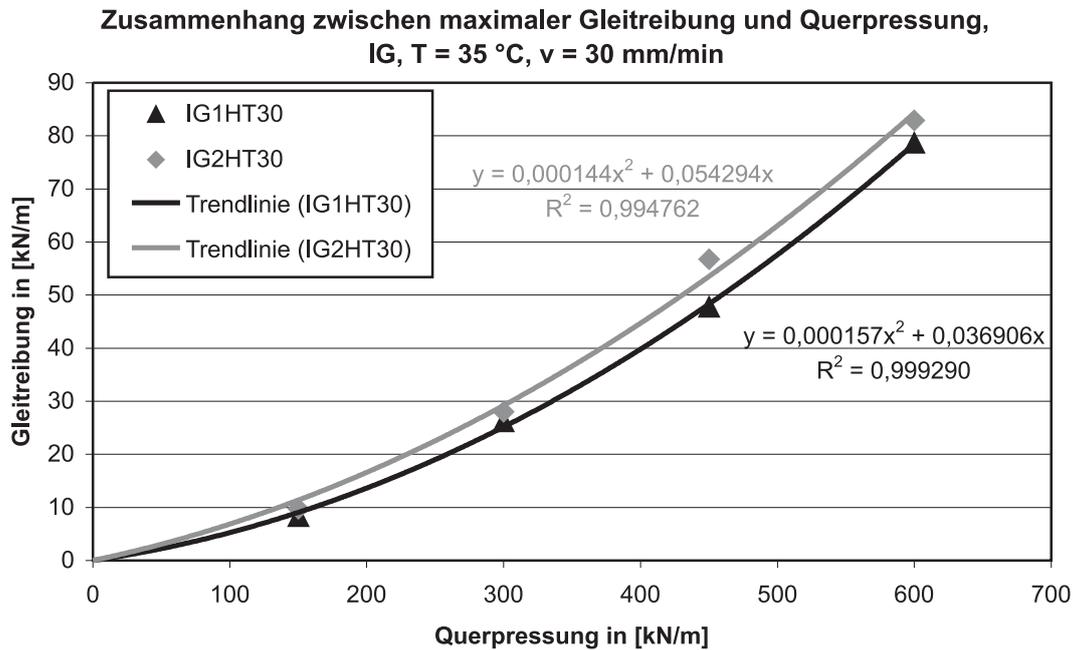


Bild 5.45: Ausgleichskurven für die Versuche IG1HT30 und IG2HT30, jeweils Darstellung der maximalen Gleitreibung

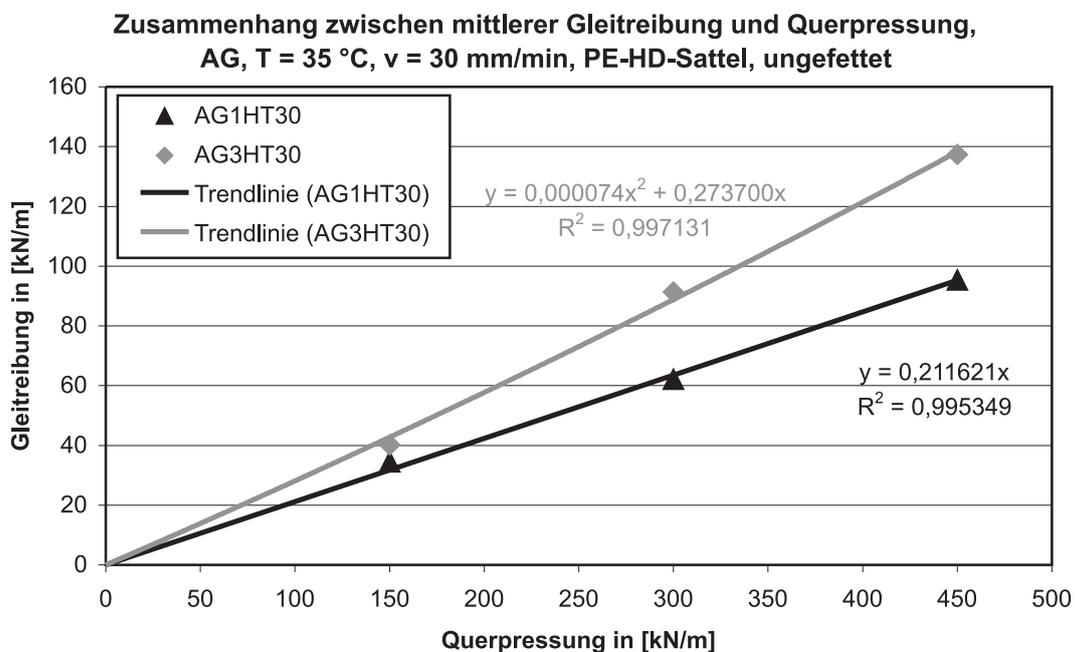


Bild 5.46: Ausgleichskurven für die Versuche AG1HT30 und AG3HT30, jeweils Darstellung der mittleren Gleitreibung

Einige der anhand dieser Koeffizienten erstellten Kurven sind bereits in den vorangegangenen Abschnitten in Diagrammen der Versuchsauswertung dargestellt worden. Nicht alle errechneten Kurven folgen einem quadratischen Ansatz der Form $y = a \cdot x^2 + b \cdot x$, für einige Versuche wurde ein linearer Ansatz verwendet.

Die mit Hilfe der Versuchsauswertung ermittelten Vorhersagemodelle sollen das Vorgehen und die Verwendung der Ergebnisse aufzeigen.

Tabelle 5.11: Übersicht der aus den Versuchsdaten für innere Gleitung ermittelten Ausgleichskurven mit Angabe der entsprechenden Koeffizienten

Versuch	Regressionskurven vom Typ $y = a \cdot x^2 + b \cdot x$, Regressionskoeffizient R^2					
	Haftreibung			Maximale Gleitreibung		
	a	b	R^2	a	b	R^2
IG1RT10	0,000116	0,022999	0,999764	0,000156	0,035174	0,999461
IG2RT10	0,000065	0,047290	0,992286	0,000129	0,055730	0,998137
IG1RT30 *	0,000067	0,045410	0,999184	0,000138	0,036740	0,999034
IG2RT30 *	0,000095	0,040752	0,996795	0,000139	0,043393	0,999405
IG1RT50	0,000060	0,051024	0,992077	0,000119	0,051321	0,999836
IG2RT50	0,000055	0,054756	0,992778	0,000109	0,056546	0,998772
IG1HT10	0,000122	0,030352	0,995136	0,000146	0,050843	0,998875
IG2HT10	0,000105	0,033257	0,996091	0,000131	0,054905	0,998467
IG1HT30	0,000145	0,015111	0,991095	0,000157	0,036906	0,999290
IG2HT30	0,000103	0,040366	0,995065	0,000144	0,054294	0,994762
IG1HT50	0,000070	0,053090	0,997935	0,000138	0,047689	0,998176
IG2HT50	0,000096	0,046357	0,997339	0,000170	0,042990	0,999992

* jeweils Mittelwerte aus beiden Versuchen verwendet

Tabelle 5.12: Übersicht der aus den Versuchsdaten für äußere Gleitung ermittelten Ausgleichskurven mit Angabe der entsprechenden Koeffizienten

Versuch	Regressionskurven vom Typ $y = a \cdot x^2 + b \cdot x$, Regressionskoeffizient R^2					
	Haftreibung			Mittlere Gleitreibung		
	a	b	R^2	a	b	R^2
AG1RT10	0,000037	0,206670	0,995292	-	0,202509	0,999909
AG3RT10	0,000315	0,152554	0,974658	0,000222	0,196533	0,999603
AG1RT30	-	0,235918	0,998700	-	0,219291	0,999603
AG2RT30	0,000086	0,128118	0,985815	0,000153	0,115014	0,997299
AG3RT30	0,000221	0,176986	0,999828	0,000280	0,166673	0,998672
AG4RT30	0,000011	0,159793	0,987795	0,000037	0,166320	0,998073
AG1RT50	-	0,182503	0,979753	-	0,167246	0,970392
AG3RT50	0,000146	0,199827	0,998221	0,000184	0,187875	0,996147
AG1HT10	-	0,209110	0,952096	0,000122	0,165766	0,964983
AG3HT10	-	0,281119	0,996380	0,000016	0,294818	0,987385
AG1HT30	-	0,211800	0,970828	-	0,211621	0,995349
AG3HT30	0,000091	0,254000	0,985851	0,000074	0,273700	0,997131
AG1HT50	0,000014	0,187572	0,997812	0,000103	0,143259	0,974251
AG3HT50	0,000110	0,248306	0,990298	0,000125	0,260159	0,998421

5.12.3 Verwendung der Vorhersagemodelle

Es muss berücksichtigt werden, dass in den Versuchen bei jeder untersuchten Laststufe die Pressung oberhalb und unterhalb des betrachteten Bandes (Seiten A und B) gleich groß war, was nicht der Realität entspricht. Bei einem umgelenkt geführten, externen Spannglied ergeben sich am Umlenksattel in jeder Bandlage an der Ober- und Unterseite andere Pressungen; die Pressungen summieren sich schließlich bis zum Band, das unmittelbar auf dem Sattel lagert, auf. Dies soll am Beispiel eines aus vier Bändern zusammengesetzten Spannglieds verdeutlicht werden. Band Nr. 1 stellt das äußerste, am weitesten vom Sattel ent-

fernte Band dar, bei Band Nr. 4 handelt es sich um das auf dem Sattel liegende, innerste Band. Die Vorspannkraft des gesamten Spannglieds betrage P , der Umlenkradius habe den Wert R . Die resultierende Umlenkpressung aller Bänder hat demnach den Wert $p = P/R$. Alle Bänder verfügen über eine gleich große Vorlast. Betrachtet man nun die Pressungen in den einzelnen Bandlagen, so ergeben sich die folgenden Werte:

- Band Nr. 1:
 - Pressung Seite A: 0
 - Pressung Seite B: 0,25 p
- Band Nr. 2:
 - Pressung Seite A: 0,25 p
 - Pressung Seite B: 0,50 p
- Band Nr. 3:
 - Pressung Seite A: 0,50 p
 - Pressung Seite B: 0,75 p
- Band Nr. 4:
 - Pressung Seite A: 0,75 p
 - Pressung Seite B: 1,00 p

Der entscheidende Punkt beim Vorspannen liegt in der Tatsache, dass bei einer inneren Gleitung alle gleichzeitig gespannten Litzen des Spannglieds einen Beitrag zum Reibungsverlust leisten. Dabei sind bei der Berechnung der Reibungskräfte für die äußeren Bandlagen entsprechend niedrigere Pressungen anzusetzen, was mit den vorliegenden Diagrammen bzw. Kurvenparametern problemlos bewerkstelligt werden kann. Die von der untersten Bandlage (Fall „Band-Sattel“) abweichende Lasteintragungsart in den darüber liegenden Bandlagen (Fall „Band-Band“) muss berücksichtigt werden.

Findet dagegen eine äußere Gleitung des so vorzuspannenden Spannglieds statt, so liegt nur eine Gleitfuge vor und zwar zwischen dem innersten Band und der Satteloberfläche. In den durchgeführten Versuchen lagen bei äußerer Gleitung grundsätzlich zwei Gleitfugen vor. Hier wäre dann zunächst die Lasteintragung oberhalb des untersten Bandes zu betrachten und der Fall „Band-Band“ zu untersuchen. Die hierfür ermittelten Reibungskräfte werden halbiert und anschließend vom berechneten Reibwiderstand für die Situation „Band-Sattel“ subtrahiert. So ergibt sich schließlich die resultierende Reibungskraft.

Die soeben dargelegten Hinweise sollen im folgenden Abschnitt an einem Beispiel näher erläutert werden und die praktische Anwendung der Versuchsergebnisse zeigen.

5.12.4 Anwendungsbeispiel

Folgende Situation soll betrachtet werden:

Es liegt ein Einfeldträger mit einer Umlenkstelle in Feldmitte vor, das Spannglied wird demnach einsinnig gekrümmt geführt. Es ist also sowohl ein bandweises als auch ein bündelweises Vorspannen des gesamten Spannglieds aus vier Bändern bzw. 16 Litzen möglich. Nach dem ersten Absetzen der Spannpressen beträgt der Vorspanngrad 35 %, wobei die Presse eine Ziehgeschwindigkeit von 30 mm/min leisten kann. Der Umlenkradius des Sattels beträgt 5 m, der Umlenksattel wird aus PE-HD mit gefetteter Oberfläche ausgeführt.

Folgende Fragen sind von Interesse:

Welche Gleitungsart ist beim Ansetzen der Presse zu erwarten, wenn:

- das Spannglied komplett, also alle 16 Litzen auf einmal, gespannt werden?
- jeweils zwei Bänder mit der Presse gleichzeitig gespannt werden, wobei mit den inneren, näher am Sattel liegenden Bändern zu beginnen ist?

Der Vorspanngrad des 16-litzigen Spannglieds beträgt 35 %, d.h. die Vorspannkraft des Spannglieds hat einen Wert von $0,35 \cdot 2974 \text{ kN} \cong 1041 \text{ kN}$. Bei einem Umlenkradius von 5,0 m ergibt sich am Umlenksattel eine resultierende Querpressung von $1041 \text{ kN}/5 \text{ m} \cong 208 \text{ kN/m}$. Zunächst werden für den vorliegenden Vorspanngrad die Querpressungen in den einzelnen Bandlagen angegeben:

- Band Nr. 1:
 - Pressung Seite A: 0
 - Pressung Seite B: 52 kN/m
- Band Nr. 2:
 - Pressung Seite A: 52 kN/m
 - Pressung Seite B: 104 kN/m

- Band Nr. 3:
 - Pressung Seite A: 104 kN/m
 - Pressung Seite B: 156 kN/m
- Band Nr. 4:
 - Pressung Seite A: 156 kN/m
 - Pressung Seite B: 208 kN/m

Für die Bänder 1 bis 3 erfolgt die Lasteintragung jeweils über bzw. zu einem benachbarten Spannband. Band Nr. 1 weist lediglich auf einer Seite eine Querpressung auf. Für Band Nr. 4 liegt an der einen Seite die Lastübertragung von Band zu Band vor, an der anderen Seite erfolgt die Lastübertragung vom Band selbst zum Sattel.

Mit Hilfe der entsprechenden Koeffizienten aus Tabelle 5.11 und Tabelle 5.12 können für die zu betrachtende Situation die Parabelgleichungen angegeben werden, aus denen die Haftreibungskräfte y in [kN/m] in Abhängigkeit von der Querpressung x in [kN/m] ermittelt werden können. Die Gleichungen lauten:

- Innere Gleitung:
 - „Band-Sattel“ (IG1RT30): $y = 0,000067 \cdot x^2 + 0,045410 \cdot x$
 - „Band-Band“ (IG2RT30): $y = 0,000095 \cdot x^2 + 0,040752 \cdot x$
- Äußere Gleitung:
 - „Band-Sattel“ (AG2RT30): $y = 0,000086 \cdot x^2 + 0,128118 \cdot x$
 - „Band-Band“ (AG3RT30): $y = 0,000221 \cdot x^2 + 0,176986 \cdot x$

5.12.4.1 Das komplette Spannglied wird gleichzeitig vorgespannt

Für den Fall einer inneren Gleitung liefern alle 16 Litzen des Spannglieds einen Beitrag zum Reibwiderstand. Mit Hilfe der oben angegebenen Parabelgleichungen können die Reibungsanteile der einzelnen Bänder ermittelt werden, wobei zu berücksichtigen ist, dass in den Versuchen eine symmetrische Lastverteilung mit gleich großen Querpressungen zu beiden Seiten des Bandes vorlag, was nicht der jetzigen Situation mit einem tatsächlich umgelenkten Spannglied entspricht. Die Reibwiderstände werden daher bei jedem Band getrennt für jede Seite ermittelt (Faktor 0,5) und anschließend aufaddiert. Die Reibwiderstände berechnen sich folgendermaßen:

1. Fall: Innere Gleitung

- Band Nr. 1:
 - Seite A: $y = 0$ (keine Querpressung vorhanden!)
 - Seite B: $y = 0,5 \cdot (0,000095 \cdot 52^2 + 0,040752 \cdot 52) = 1,19 \text{ kN/m}$
- Band Nr. 2:
 - Seite A: $y = 1,19 \text{ kN/m}$
 - Seite B: $y = 0,5 \cdot (0,000095 \cdot 104^2 + 0,040752 \cdot 104) = 2,63 \text{ kN/m}$
- Band Nr. 3:
 - Seite A: $y = 2,63 \text{ kN/m}$
 - Seite B: $y = 0,5 \cdot (0,000095 \cdot 156^2 + 0,040752 \cdot 156) = 4,33 \text{ kN/m}$
- Band Nr. 4:
 - Seite A: $y = 4,33 \text{ kN/m}$
 - Seite B: $y = (0,000067 \cdot 208^2 + 0,045410 \cdot 208) - 0,5 \cdot (0,000095 \cdot 208^2 + 0,040752 \cdot 208) = 6,05 \text{ kN/m}$

Für Seite B bei Band Nr. 4 gilt: („Band – Sattel“) – 0,5 · („Band – Band“)

Daraus ergibt sich ein Gesamtreibwiderstand von:

$$y = 1,19 + 1,19 + 2,63 + 2,63 + 4,33 + 4,33 + 6,05 = 22,35 \text{ kN/m}$$

$$\mu_{global} = \frac{22,35 \text{ kN/m}}{208 \text{ kN/m}} \cong 0,107$$

2. Fall: Äußere Gleitung Beim bündelweisen Vorspannen des gesamten Spannglieds liegt nur eine Gleitfuge vor. Es muss lediglich das unterste, direkt auf dem Sattel lagernde Band betrachtet werden, allerdings auf Grund der Versuchsdurchführung unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Lasteintragung zu beiden Seiten des Bandes:

- Band Nr. 4 (nur Seite B): $y = (0,000086 \cdot 208^2 + 0,128118 \cdot 208) - 0,5 \cdot (0,000221 \cdot 208^2 + 0,176986 \cdot 208) = 7,18 \text{ kN/m} < 22,35 \text{ kN/m}$

$$\mu_{global} = \frac{7,18 \text{ kN/m}}{208 \text{ kN/m}} \cong 0,035 < 0,107$$

Der Vergleich der beiden ermittelten Kräfte bzw. Reibungsbeiwerte zeigt, dass die Haftreibung für innere Gleitung deutlich größer ist als diejenige für äußere Gleitung. Daher ist zu erwarten, dass sich für die betrachtete Situation eine äußere Gleitung einstellen wird!

5.12.4.2 Mit der Spannpressen werden jeweils nur zwei Bänder gleichzeitig vorgespannt

Diese Situation verändert für den Fall der inneren Gleitung lediglich die Anzahl der gleichzeitig zu berücksichtigenden Spannbänder, die einen Beitrag zum Reibwiderstand leisten. Für den Fall der äußeren Gleitung stellt sich allerdings eine ungünstigere Konstellation dar, da für die zunächst zu spannenden inneren Bänder nun zwei Gleitfugen vorliegen (eine Gleitfuge zwischen Band Nr. 4 und Sattel sowie eine weitere Gleitfuge zwischen Band Nr. 3 und Band Nr. 2). Bei den beiden äußeren Bändern liegt für äußere Gleitung wiederum nur eine Gleitfuge vor (zwischen Band Nr. 2 und Band Nr. 3).

Betrachtung der beiden inneren Bänder (Band Nr. 3 und Nr. 4)

1. Fall: Innere Gleitung

- Band Nr. 3:
 - Seite A: $y = 0,5 \cdot (0,000095 \cdot 104^2 + 0,040752 \cdot 104) = 2,63 \text{ kN/m}$
 - Seite B: $y = 0,5 \cdot (0,000095 \cdot 156^2 + 0,040752 \cdot 156) = 4,33 \text{ kN/m}$
- Band Nr. 4:
 - Seite A: $y = 4,33 \text{ kN/m}$
 - Seite B: $y = (0,000067 \cdot 208^2 + 0,045410 \cdot 208) - 0,5 \cdot (0,000095 \cdot 208^2 + 0,040752 \cdot 208) = 6,05 \text{ kN/m}$

Daraus ergibt sich ein Gesamtreibwiderstand von:

$$y = 2,63 + 4,33 + 4,33 + 6,05 = 17,34 \text{ kN/m}$$

2. Fall: Äußere Gleitung

- Band Nr. 3:
 - Seite A: $y = 0,5 \cdot (0,000221 \cdot 104^2 + 0,176986 \cdot 104) = 10,40 \text{ kN/m}$
- Band Nr. 4:
 - Seite B (wie vorher!): $y = 7,18 \text{ kN/m}$

Daraus ergibt sich ein Gesamtreibwiderstand von:

$$y = 10,40 + 7,18 = 17,58 \text{ kN/m} > 17,34 \text{ kN/m}$$

Der Vergleich der beiden Kräfte zeigt, dass für diesen Fall bei äußerer Gleitung die Haftreibungskraft geringfügig größer ist als diejenige für innere Gleitung. Die Unterschiede sind allerdings äußerst klein. Auf Grund der Schwankung der Versuchsdaten könnte unter Umständen in diesem Fall auch eine äußere Gleitung stattfinden. Da aber die Haftreibungskräfte bei innerer Gleitung gemäß der Versuchsergebnisse deutlich unter der maximal auftretenden Gleitreibungskraft während des Ziehvorgangs lagen, ist zu vermuten, dass nach kurzer möglicher innerer Gleitung erneut eine äußere Gleitung stattfindet.

Ein solches Umschlagen der Gleitungen wurde in der Praxis beim Vorspannen schon oft beobachtet. Zilch und Weiher haben dieses Phänomen in Gleitungsversuchen bei so genannten „natürlichen Gleitverhältnissen“, d.h. ohne besondere Vorkehrungen für die Erzielung einer bestimmten Gleitungsart, ebenfalls festgestellt, vgl. ([127], [134]). Die zunächst stattfindende innere Gleitung schlug dabei im Laufe des Vorspannprozesses in eine äußere Gleitung um. Eine Erklärung dieses Phänomens liefert der mit den Gleitungsversuchen festgestellte charakteristische Verlauf der Reibungskraft bei innerer Gleitung, vgl. Bild 5.15.

Ob ein Umschlagen der Gleitverhältnisse im vorliegenden Beispiel ebenfalls denkbar ist, soll im Folgenden überprüft werden. Die Parabelgleichungen für die zu erwartenden Gleitreibungskräfte können erneut den Tabellen 5.11 und 5.12 entnommen werden. Sie lauten:

- Innere Gleitung:
 - „Band-Sattel“ (IG1RT30): $y = 0,000138 \cdot x^2 + 0,036740 \cdot x$
 - „Band-Band“ (IG2RT30): $y = 0,000139 \cdot x^2 + 0,043393 \cdot x$
- Äußere Gleitung:
 - „Band-Sattel“ (AG2RT30): $y = 0,000153 \cdot x^2 + 0,115014 \cdot x$
 - „Band-Band“ (AG3RT30): $y = 0,000280 \cdot x^2 + 0,166673 \cdot x$

Damit werden nun die zu erwartenden maximalen Gleitreibungskräfte bei der zu Beginn herrschenden Querpressung für die paarweise vorzuzuspannenden inneren Bänder Nr. 3 und Nr. 4 ermittelt.

1. Fall: Innere Gleitung

- Band Nr. 3:
 - Seite A: $y = 0,5 \cdot (0,000139 \cdot 104^2 + 0,043393 \cdot 104) = 3,01 \text{ kN/m}$
 - Seite B: $y = 0,5 \cdot (0,000139 \cdot 156^2 + 0,043393 \cdot 156) = 5,08 \text{ kN/m}$

- Band Nr. 4:
 - Seite A: $y = 5,08 \text{ kN/m}$
 - Seite B: $y = (0,000138 \cdot 208^2 + 0,036740 \cdot 208) - 0,5 \cdot (0,000139 \cdot 208^2 + 0,043393 \cdot 208) = 6,09 \text{ kN/m}$

Daraus ergibt sich ein Gesamtreibwiderstand von:

$$y = 3,01 + 5,08 + 5,08 + 6,09 = 19,26 \text{ kN/m}$$

2. Fall: Äußere Gleitung

- Band Nr. 3:
 - Seite A: $y = 0,5 \cdot (0,000280 \cdot 104^2 + 0,166673 \cdot 104) = 10,18 \text{ kN/m}$
- Band Nr. 4:
 - Seite B: $y = (0,000153 \cdot 208^2 + 0,115014 \cdot 208) - 0,5 \cdot (0,000280 \cdot 208^2 + 0,166673 \cdot 208) = 7,15 \text{ kN/m}$

Daraus ergibt sich ein Gesamtreibwiderstand von:

$$y = 10,18 + 7,15 = 17,33 \text{ kN/m} < 19,26 \text{ kN/m}$$

Ein Vergleich der beiden Gleitreibungskräfte zeigt, dass unmittelbar nach Beginn der inneren Gleitung bedingt durch den starken Anstieg der Gleitreibungskraft ein Umschlagen in eine äußere Gleitung zu erwarten ist!

Bei dieser Berechnung wurde vernachlässigt, dass sich durch den Gleitungsbeginn eine Steigerung der Vorspannkraft durch die Dehnungszunahme und damit auch eine Steigerung der Querpressung ergibt. Die mittlere Gleitreibung für äußere Gleitung würde sich daher erhöhen, gleichzeitig vergrößert sich aber auch der Peak im Reibungskraftverlauf für eine innere Gleitung! Eine Änderung der Vorhersagen ist daher nicht zu erwarten.

Im Folgenden werden nun noch die beiden äußeren Bänder betrachtet. Hier beschränkt sich die Untersuchung allerdings auf die zu erwartenden Haftreibungskräfte beim paarweise durchgeführten Vorspannen der Bänder.

Betrachtung der beiden äußeren Bänder (Band Nr. 1 und Nr. 2)

1. Fall: Innere Gleitung

- Band Nr. 1:
 - Seite A: $y = 0$ (keine Querpressung vorhanden!)
 - Seite B: $y = 0,5 \cdot (0,000095 \cdot 52^2 + 0,040752 \cdot 52) = 1,19 \text{ kN/m}$
- Band Nr. 2:
 - Seite A: $y = 1,19 \text{ kN/m}$
 - Seite B: $y = 0,5 \cdot (0,000095 \cdot 104^2 + 0,040752 \cdot 104) = 2,63 \text{ kN/m}$

Daraus ergibt sich ein Gesamtreibwiderstand von:

$$y = 1,19 + 1,19 + 2,63 = 5,01 \text{ kN/m}$$

2. Fall. Äußere Gleitung

- Band Nr. 2:
 - Seite B: $y = 0,5 \cdot (0,000221 \cdot 104^2 + 0,176986 \cdot 104) = 10,40 \text{ kN/m}$
 $> 5,01 \text{ kN/m}$

In diesem Fall wird eine innere Gleitung stattfinden, da die zu erwartenden Widerstandskräfte nur etwa halb so groß sind wie diejenigen für äußere Gleitung. Auf Grund der geringeren Querpressungen in den beiden oberen Bandlagen wird für diese beiden Bänder der Einfluss der zu erwartenden inneren Gleitung auf die Dauerhaftigkeit als weniger kritisch angesehen.

Dieses Beispiel hat gezeigt, dass die Art des Vorspannprozesses einen entscheidenden Einfluss auf das zu erwartende Gleitverhalten der externen Spannglieder haben kann. Obwohl keine Randbedingung verändert wurde, ist für den Fall eines bündelweisen Vorspannens des gesamten Spannglieds ein anderes Gleitverhalten zu erwarten als bei einem gestaffelten Vorspannprozess, bei dem lediglich zwei Bänder gleichzeitig vorgespannt werden.

Günstig für eine äußere Gleitung ist demnach das gleichzeitige Vorspannen möglichst vieler Bänder, da so die Sattelbeschaffenheit mit einer eventuell vorhandenen Gleithilfe (Fett oder PTFE) optimal genutzt wird. Ein gestaffeltes Vorspannen einzelner Bänder führt für das betrachtete Band immer zu einer Gleitung entlang eines Nachbarbandes. Wenn dieses Nachbarband ebenfalls schon eine gewisse Vorspannkraft

aufweist, wird am Sattel durch den Querdruck ein sehr viel ungünstigerer Zustand für die äußere Gleitung geweckt. Die Wahrscheinlichkeit für das Auftreten einer inneren Gleitung ist umgekehrt proportional zur Anzahl der gleichzeitig gespannten Litzen. Je weniger Litzen (oder Bänder) gleichzeitig vorgespannt werden, desto eher tritt eine innere Gleitung auf (z.B. bandweises Spannen).

6 Numerische Untersuchung der Beanspruchungen eines externen Spannglieds durch Querdruck und Gleitung

6.1 Numerische Simulation von Kriechversuchen

6.1.1 Motivation

Zunächst sollte ein geeignetes Materialgesetz für das Polyethylen der Spanngliedumhüllungen gefunden werden. Dies geschah durch Simulation der Kriechversuche mit der Finite Elemente Methode (FEM). Hierfür wurden die Daten aus den praktischen Kriechversuchen mit quer gedrückten Monolitzen herangezogen, über deren Durchführung und Ergebnisse in Kapitel 4 berichtet wurde.

Sämtliche FE-Simulationen wurden mit Hilfe des Programmpaketes ABAQUS durchgeführt. Die Erstellung des jeweiligen Modells sowie die Visualisierung und Weiterverarbeitung der Berechnungsergebnisse erfolgte mit dem Prä- und Postprozessor ABAQUS/CAE, der im Folgenden zunächst vorgestellt werden soll.

6.1.2 Vorstellung des verwendeten Prä- und Postprozessors ABAQUS/CAE

Bei ABAQUS/CAE handelt es sich um einen leistungsstarken Prä- und Postprozessor, mit dem Finite Elemente-Modelle erstellt und schließlich visualisiert werden können. Die drei Buchstaben CAE stehen für Complete ABAQUS Environment [124]. Der Prä- und Postprozessor bietet die Möglichkeit der Modellierung, Steuerung und Überwachung von ABAQUS-Modellen. Ergebnisse aus FE-Berechnungen können visualisiert und animiert werden.

Das Programm ist in so genannte Module aufgebaut, die nacheinander abgearbeitet werden und mit deren Hilfe schrittweise das gewünschte FE-Modell erzeugt werden kann. Im Folgenden werden die einzelnen Module kurz vorgestellt und ihre jeweiligen Aufgaben und Funktionen dargelegt, vgl. ([2], [124]):

- Modul „Sketch“: Hier ist die Möglichkeit gegeben, zweidimensionale Zeichnungen geometrischer Körper anzufertigen, die in der FE-Berechnung verwendet werden sollen. Ebenfalls möglich ist hier der Import von z.B. 2D-CAD-Zeichnungen.
- Modul „Part“: Aus den zuvor erstellten 2D-Zeichnungen werden nun zwei- oder dreidimensionale Körper, so genannte Parts, angefertigt. Die Werkzeuge bieten die Möglichkeit einer Extrusion und einer Rotation, möglich ist aber ebenfalls die Erstellung eines 3D-Körpers durch Extrusion entlang eines vorgegebenen Pfades unter Einbeziehung einer Verdrehung.
- Modul „Property“: Hier werden Materialeigenschaften definiert und die Materialien bestimmten „Sections“ zugeordnet. Die Sections wiederum werden den zuvor erstellten Parts zugewiesen.
- Modul „Assembly“: Im Assembly-Modul werden die erzeugten Parts mit ihren jeweiligen Materialdefinitionen gegenseitig so verschoben und verdreht, bis sie wunschgemäß zueinander angeordnet sind und ihre gegenseitige Ausgangsposition für die Berechnung erreicht haben. Dies entspricht einer Art Zusammenbau des FE-Modells.
- Modul „Step“: Hier werden verschiedene Steps definiert. Jeder Step entspricht einer Lastfolge. Es ist empfehlenswert, die Berechnung in möglichst viele Steps zu unterteilen, so dass der Rechenfortschritt besser nachvollzogen und Schwachpunkte im Modell einfacher lokalisiert werden können.
- Modul „Interaction“: Das Interaction-Modul ermöglicht die Definition von Wechselwirkungen zwischen einzelnen Parts des Modells. Ein typischer Anwendungsfall ist z.B. die Angabe von Kontaktbedingungen.
- Modul „Load“: Hier werden Belastungen auf das Modell gebracht, z.B. in Form von Einzellasten oder gleichmäßig verteilten Lasten; Lagerungsbedingungen werden hier ebenfalls definiert.

- Modul „Mesh“: Im Mesh-Modul erfolgt schließlich die Vernetzung aller Parts des Modells. Die Elementbibliothek lässt eine Vielzahl unterschiedlicher Elementtypen zu. Ebenso kann die Vernetzung auf verschiedene Art und Weise erfolgen.
- Modul „Job“: Schlussendlich wird in diesem Modul die Berechnung des Modells vorbereitet. Die Art der Iteration sowie der Berechnungsalgorithmus können bestimmt werden. Nach Abschluss dieser Arbeiten kann ein so genanntes Input-File erzeugt werden, das von einem angeschlossenen Rechner mit der entsprechenden Solver-Installation eingelesen werden kann und über den schließlich die Berechnung erfolgt.
- Modul „Visualization“: Nach erfolgreicher Berechnung können mit Hilfe dieses Moduls die Ergebnisdateien visualisiert werden. Dies entspricht der Postprozessor-Funktion von ABAQUS/CAE.

6.1.3 Vorstellung des verwendeten Materialgesetzes für PE-HD

Wie in Kapitel 3 und 4 dargelegt wurde, eignet sich zur Beschreibung des Materialverhaltens von PE-HD am besten ein Stoffgesetz, das sowohl elastische und plastische Verformungsanteile beinhaltet, als auch das zeitabhängige Verformungsverhalten berücksichtigt, das mit Hilfe der Kriechversuche qualitativ und quantitativ ermittelt wurde. Ziel dieser FE-Untersuchungen war nicht, ein neues Stoffgesetz für den Kunststoff zu entwickeln, sondern, wenn möglich, ein bestehendes Stoffgesetz zu verwenden bzw. das Materialverhalten aus unterschiedlichen Bausteinen zusammensetzen. Es wurde hier nach einer Möglichkeit gesucht, das Verhalten des PE-HD unter Querdruckbeanspruchung als „Zusammenbau“, bestehend aus unterschiedlichen Bestandteilen, zu erzeugen, wobei als Zielvorgabe ein möglichst einfaches Materialgesetz entstehen sollte.

Mit Hilfe von ABAQUS kann ein Materialgesetz dadurch definiert werden, dass entsprechende Parameter für die jeweiligen Verformungsanteile bzw. Festigkeitskennwerte angegeben werden. Für ein linear-elastisches Materialgesetz sind der Elastizitätsmodul und die Querkontraktionszahl anzugeben. Ein plastisches Materialgesetz verlangt z.B. nach Angabe von Festigkeitswerten in Form von Datenpaaren aus Spannungen und zugehörigen plastischen (=bleibenden) Dehnungen. Je nach Beanspruchungszustand reagiert das Material folglich elastisch oder elastisch-plastisch.

Es ist anzumerken, dass sich die meisten in der Literatur zu findenden Verformungskennwerte von Kunststoffen auf den Bereich der Zugbeanspruchung beziehen [43], [33], [102]. Für den E-Modul von Polyethylen wurde daraus als möglicher Bereich ein Wert ab etwa 900 N/mm^2 oder größer erachtet, wobei eine Temperaturabhängigkeit berücksichtigt werden muss. Für die Querdehnzahl wird ein Wert von etwa 0,35 als gute Näherung angesehen. An anderer Stelle wird eine Spannungs-Dehnungs-Linie für die Druckbeanspruchung eines Polyethylens angegeben, aus der wertvolle Hinweise für die dazugehörigen Verformungskennwerte gezogen werden konnten [77]. Daraus ließ sich ableiten, dass die elastische Grenze von Polyethylen bei Druckbeanspruchung im Bereich von etwa -15 bis -19 N/mm^2 liegt, die Druckfestigkeit im Bereich von etwa -27 N/mm^2 bei einer bleibenden Stauchung von ca. 0,25. Leider fehlten hier Angaben zur Dichte des Polyethylens sowie zur vorherrschenden Umgebungstemperatur.

Bild 6.1 zeigt das definierte elastisch-plastische Materialgesetz für PE-HD mit Wahl eines einfachen, jeweils bilinearen Ansatzes.

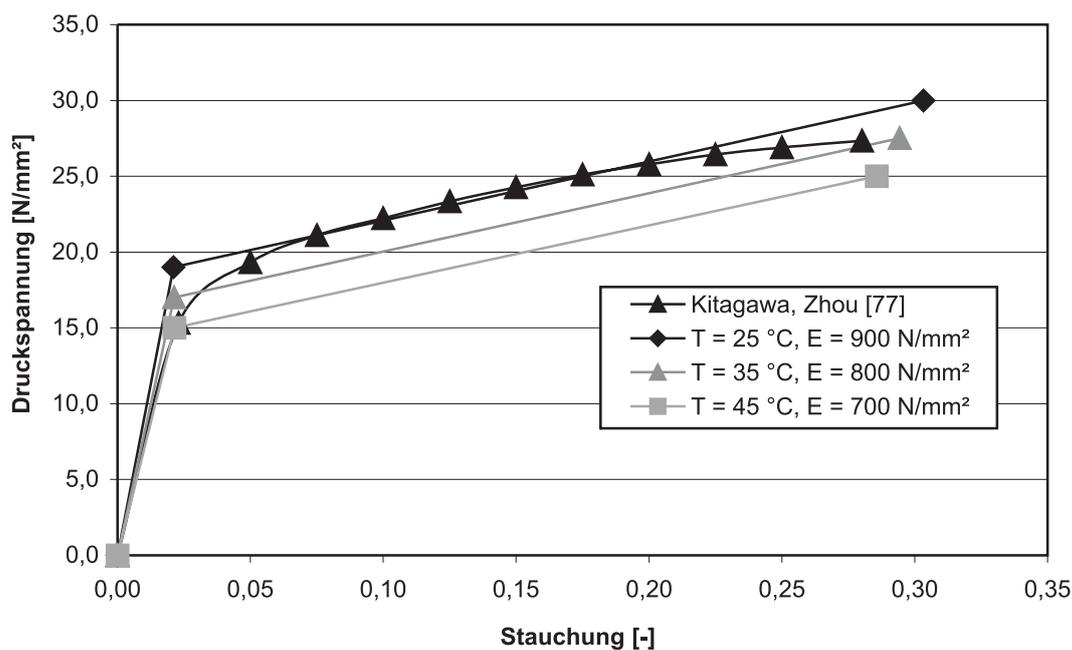


Bild 6.1: Gewähltes elastisch-plastisches Materialgesetz für PE-HD

Die Berücksichtigung unterschiedlicher Umgebungstemperaturen wurde durch entsprechende Anpassungen der Verformungs- und Festigkeitskennwerte erreicht. Der E-Modul kann demnach mit Hilfe folgender Vorschrift angegeben werden:

$$E(T) [\text{N/mm}^2] = 1150 - 10 \cdot T, \text{ mit } 25^\circ\text{C} \leq T \leq 45^\circ\text{C} \quad (6.1)$$

Die Fließspannung für den Druckbereich berechnet sich nach folgender Vorschrift:

$$\sigma_y(T) [N/mm^2] = 0,2 \cdot T - 24, \text{ mit } 25^\circ C \leq T \leq 45^\circ C \quad (6.2)$$

Die Druckfestigkeit kann nach folgender Formel berechnet werden:

$$\sigma_u(T) [N/mm^2] = 0,25 \cdot T - 36,25, \text{ mit } 25^\circ C \leq T \leq 45^\circ C \quad (6.3)$$

Die dazugehörige bleibende Stauchung errechnet sich folgendermaßen:

$$\varepsilon_{pl}(T) = 0,001 \cdot T - 0,295, \text{ mit } 25^\circ C \leq T \leq 45^\circ C \quad (6.4)$$

Der Vergleich der mit Hilfe dieser Festigkeitswerte numerisch ermittelten Stauchungen mit den Ergebnissen aus den Kriechversuchen folgt im Anschluss an die Vorstellung des FE-Modells in Abschnitt 6.1.8.

Zur Definition des Kriechverhaltens bietet ABAQUS verschiedene Materialmodelle an [1]. Nach einigen Testberechnungen erschien das so genannte „Power Law Creep Model“ als am besten geeignet. Für dieses Kriechmodell werden unterschiedliche Varianten angeboten, wobei für die hier durchzuführenden Simulationen von Kriechversuchen bzw. von den später folgenden Gleitungsvorgängen unter jeweils konstanten Querdruckbeanspruchungen die so genannte „time hardening“-Form zutreffend war. Die Definition dieses Kriechmodells erfolgt unter Angabe von Parametern, aus denen schließlich die Kriechdehnrate berechnet wird. Die Kriechdehnrate errechnet sich bei diesem Modell folgendermaßen:

$$\dot{\varepsilon}_{cr} = A \cdot q^n \cdot t^m \quad (6.5)$$

Hierin bedeuten:

- A: zu definierender Vorfaktor, Vorgabe: $A > 0$
- q: von Mises Vergleichsspannung
- n: zu definierender Exponent für q, Vorgabe: $n > 0$
- t: Zeit
- m: zu definierender Exponent für t, Vorgabe: $-1 < m \leq 0$

Wie die Kriechversuche zeigten, neigt PE-HD bei unterschiedlich hoher Querpressung und Umgebungstemperatur mehr oder weniger stark zum Kriechen. Ein Vergleich dieser Berechnungsvorschrift mit den bei der Auswertung der Kriechversuche näherungsweise über einen einfachen Ansatz hergeleiteten Stauchungsraten zu Beginn der Standzeit (vgl. Formel 4.5) zeigt eine große Verwandtschaft der beiden Berechnungsansätze, womit die Verwendung dieses Kriechmodells gerechtfertigt erscheint. Bild 6.2 auf der folgenden Seite zeigt für das verwendete Kriechmodell die gewählten Faktoren A in Abhängigkeit von der herrschenden Querpressung. Da für jede untersuchte Umgebungstemperatur lediglich drei Querpressungen durch Versuche abgedeckt wurden (25 %, 50 % und 100 %), wurde für jeden Temperaturbereich nach Kalibrierung der Faktoren A eine Ausgleichskurve erstellt (Trendlinien mit angegebenen Regressionskoeffizienten), mit deren Hilfe auch andere Querpressungsbereiche, wie z.B. $Q = 75 \%$, numerisch untersucht werden konnten.

Die zur Berechnung der Kriechdehnrate verwendete Vergleichsspannung richtet sich nach dem gewählten Materialgesetz, auf das bereits eingegangen wurde. Der Exponent n wurde zur Vereinfachung zu 1,0 gesetzt.

Betrachtet man nun den Einfluss der Zeit, so muss der Blick auf den zu wählenden Exponenten m gerichtet werden. In Kapitel 4 wurde auf die unterschiedlichen Geschwindigkeiten hingewiesen, mit denen das Kriechen stattfindet. Höhere Umgebungstemperaturen führen zu höheren Kriechstauchungsraten, was durch einen vom Betrag her kleineren Exponenten m berücksichtigt werden kann. Aus Bild 6.3 wird der in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur gewählte Exponent m ersichtlich.

Bei der Darstellungsweise gemäß Bild 6.2 muss die jeweilige Dimension des Vorfaktors A berücksichtigt werden. Sie richtet sich nach den gewählten Exponenten n für die Vergleichsspannung und m für die Zeit, auf die soeben eingegangen wurde. Daher sollte mit Hilfe von Bild 6.2 kein Vergleich der Vorfaktoren A zwischen den unterschiedlichen Temperaturbereichen erfolgen, sondern lediglich innerhalb einer jeweils betrachteten Umgebungstemperatur. Unter Berücksichtigung dieser Hinweise können aber dennoch Parallelen zum Kriechverhalten, das aus den praktischen Kriechversuchen gemäß Kapitel 4 hergeleitet wurde, festgestellt werden. Demnach tritt bei $T = 25 \text{ °C}$ mit steigender Querpressung auch eine stärkere Tendenz zum Kriechen auf, wohingegen sich für $T = 35 \text{ °C}$ und $T = 45 \text{ °C}$ die stärkste Kriechneigung eher in mittlere Querpressungsbereiche verlagert.

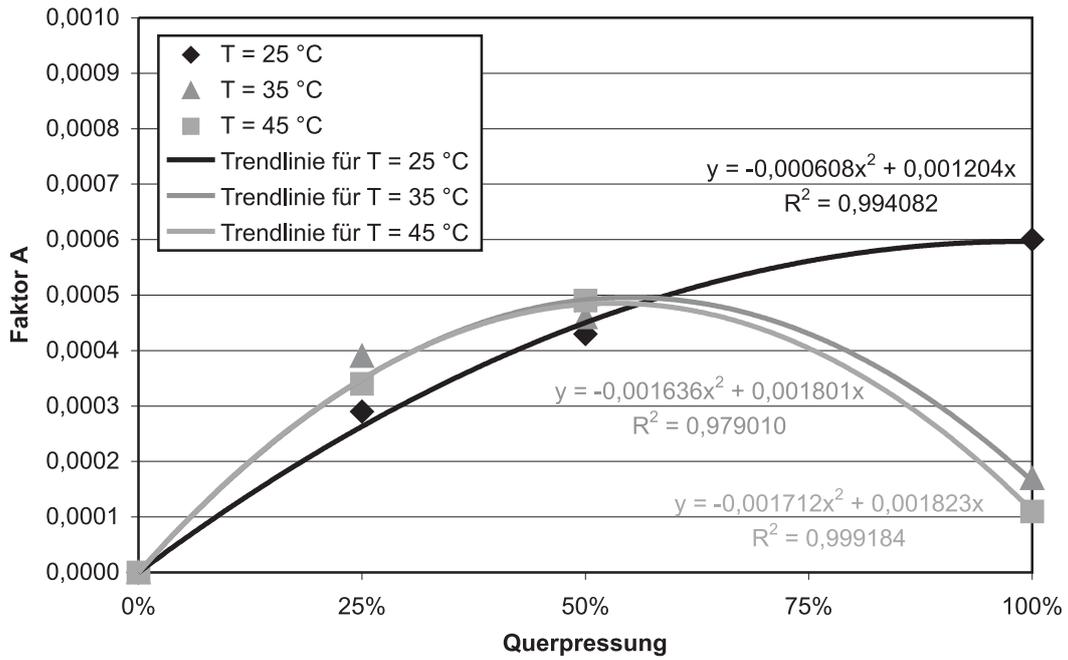


Bild 6.2: Faktor A des verwendeten Kriechmodells für PE-HD (Dimension von A variabel)

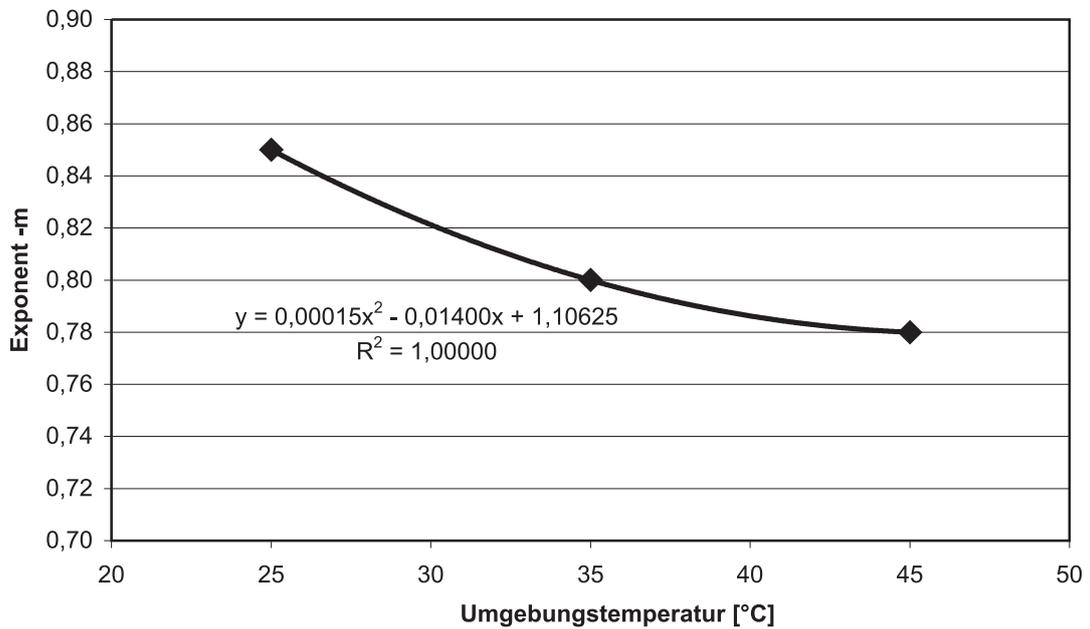


Bild 6.3: Exponent m des verwendeten Kriechmodells für PE-HD

6.1.4 Vorstellung des FE-Modells

Mit einem FE-Modell wurde zunächst die Situation einer quer gedrückten Monolithe in einem Kriechstand entsprechend Kapitel 4 abgebildet. Die Geometrie des Kriechstandes, repräsentiert durch eine Lastplatte aus Stahl, wurde den Versuchen exakt nachgebildet, so dass für die Monolithe die gleichen Rand- und Lagerungsbedingungen vorlagen. Bild 6.4 zeigt den Querschnitt einer solchen Lastplatte im FE-Modell, der im Sketch-Modul erstellt wurde.

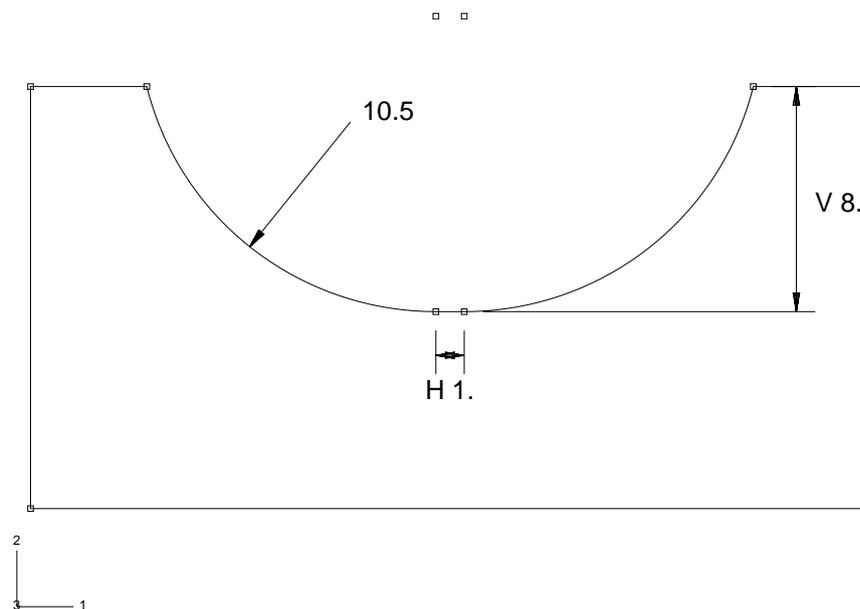


Bild 6.4: Querschnitt einer Lastplatte für die Kriechsimulationen

Für die Berechnungen wurden eine Reihe von Vereinfachungen vorgenommen, die im Folgenden dargelegt und begründet werden sollen.

In den Kriechversuchen lag die Situation einer Monolithe mit halbierten Monohüllenhälften vor. Grundsätzlich wurden je Versuch zwei nebeneinander liegende Monolitzen geprüft. Im FE-Modell wurde die Situation auf eine Monolithe reduziert.

Die Litze und die Lastplatten können als steif bzw. unnachgiebig im Vergleich zur Monohülle angesehen werden. Aus diesem Grund wurde die Litze wie auch die Lastplatte im FE-Modell als starrer Körper aufgefasst, was für die Berechnung eine deutliche Vereinfachung darstellte. Ferner betrug die Länge der unter Querdruck stehenden Monohülle in den Versuchen 30 cm. In den FE-Berechnungen musste auf Grund der dreidimensionalen Struktur der Litze ebenfalls ein dreidimensiona-

les Modell erstellt werden. Allerdings wurde die Tiefe deutlich reduziert, um das Modell zu verkleinern und die Rechenzeit zu verkürzen. Die Schlaglänge der Litze, die in den Versuchen eingesetzt wurde, betrug ca. 235 mm. Dies entspricht etwa dem 15-fachen des Litzenaußendurchmessers. Das bedeutet, dass sich in einer betrachteten Linie entlang der Litzenlängsachse etwa alle 39 mm einer der sechs Litzenaußendrähte auf der Monohülle befindet. Die Tiefe des dreidimensionalen FE-Modells wurde aus diesem Grund zu 80 mm gewählt. So wurde sichergestellt, dass zumindest zwei Eindruckfiguren von benachbarten Litzenaußendrähten auf der Innenfläche der Monohülle erkennbar werden. Voruntersuchungen mit kürzeren Modellen zeigten starke Beeinflussungen durch die Randbereiche der Monohülle, vgl. [80]. Als kritisch muss vor allem angesehen werden, wenn sich keine komplette Eindruckfigur eines Litzenaußendrahtes auf dem modellierten Monohüllenabschnitt abzeichnen kann, sondern die Eindrückungen über den Rand der Monohülle hinausragen. Dies wurde mit dem hier gewählten FE-Modell verhindert.

Die wohl deutlichste Vereinfachung wurde in Bezug auf die Geometrie der Litze vorgenommen. Es wäre sehr aufwendig und in diesem Fall auch unnötig gewesen, die Litze mit all ihren Einzeldrähten zu modellieren. Aus diesem Grund wurde dazu übergegangen, lediglich eine Art Litzeinhüllende zu betrachten. Ein ähnliches Vorgehen wurde bereits von Neuser und Hegger [91] gewählt. Mit dieser Einhüllenden werden die Kontaktbereiche, die zwischen Litze und Monohülle entstehen, exakt nachgebildet. Erst bei sehr starken Eindrückungen der Litzendrähte in die Monohülle stimmen die Kontaktbereiche nicht mehr mit der Wirklichkeit überein, da bei der Einhüllenden Gegenkrümmungen erzeugt werden, die bei einer 7-drähtigen Litze nicht vorliegen. Bild 6.5 zeigt den Übergang von einer 7-drähtigen Litze zu einer Einhüllenden, wie sie im FE-Modell verwendet wurde.

Mit diesem Übergang wurde der Litzenquerschnitt zu einer stetigen zusammenhängenden Kurve konvertiert.

Eine weitere Vereinfachung bestand darin, mit dem FE-Modell lediglich die Situation einer Monohüllenhälfte unter Querdruck darzustellen. In den Kriechversuchen lagen zwei Monohüllenhälften vor, die jeweils mit einer Lastplatte verbunden waren. Die Auswertung der Kriechversuche erfolgte durch Umrechnung der Wegmessungen der induktiven Wegaufnehmer in Stauchungen, wobei angenommen wurde, dass sich die Verformungen zu gleichen Teilen in die obere und die untere Hälfte aufteilten. Für diese Situation wurde es daher als ausreichend erachtet, lediglich eine Monohüllenhälfte unter Querdruck aus einer anliegenden Litze zu modellieren.

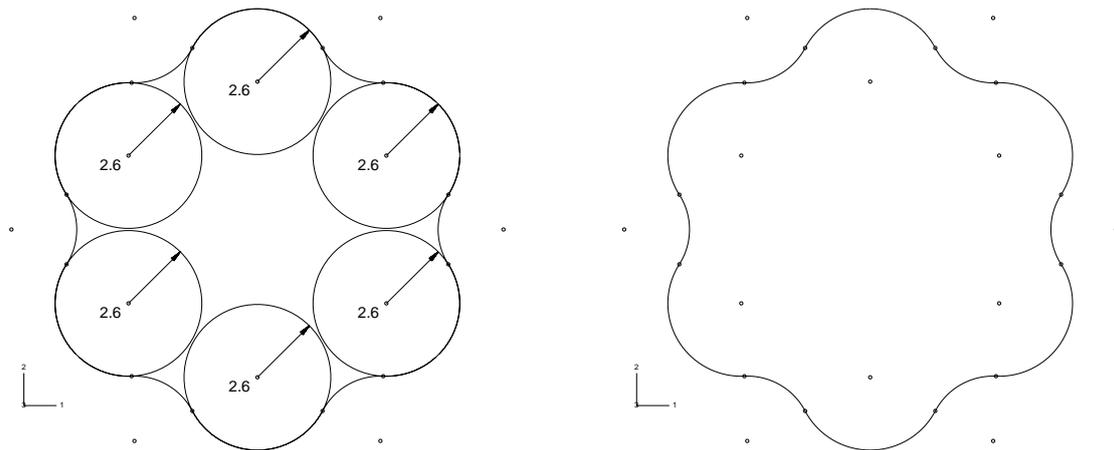


Bild 6.5: Querschnitt der Litze (nur Außendrähte dargestellt) mit Darstellung des Übergangs zu einer Einhüllenden

Für die Monohüllenhälfte wurde eine Wandstärke von 2 mm angenommen, wie dies auch die entsprechende bauaufsichtliche Zulassung vorschreibt [28]. Daraus ergab sich ein Querschnitt entsprechend Bild 6.6. Der Innendurchmesser wurde mit 16 mm so gewählt, dass eine 150 mm²-Litze mit einem Außendurchmesser von 15,7 mm zwangsfrei darin Platz findet.

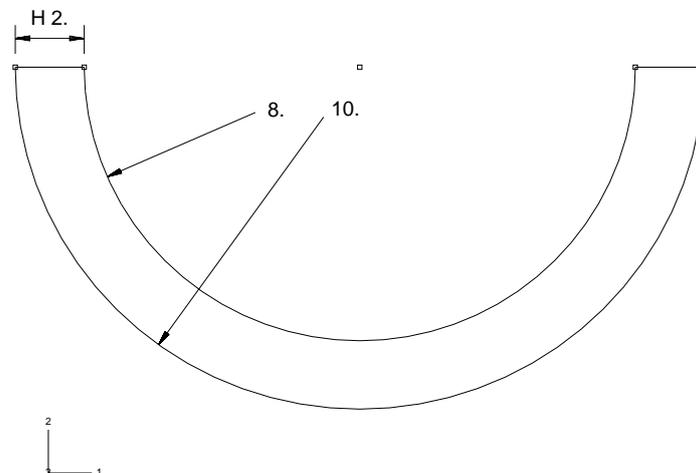


Bild 6.6: Querschnitt der Monohüllenhälfte für die Kriechsimulationen

Nachdem nun die zweidimensionale Struktur des Modells festgelegt worden war, konnten durch Extrusion entsprechende dreidimensionale Körper („Parts“) erzeugt werden. Bei der Litze musste durch Hinzufügen einer Verdrehung bei der Extrusion die zopfartige Struktur erzeugt werden. Die so entstandenen Körper sind den folgenden Bildern (6.7, 6.8, 6.9) zu entnehmen.

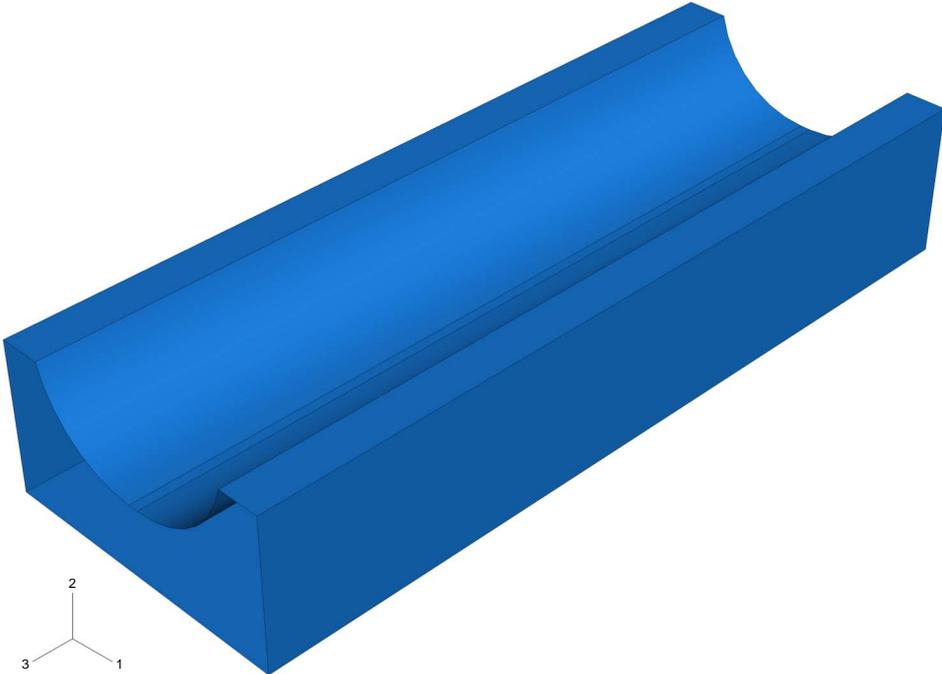


Bild 6.7: 3D-Modell des Widerlagers für die Kriechsimulationen

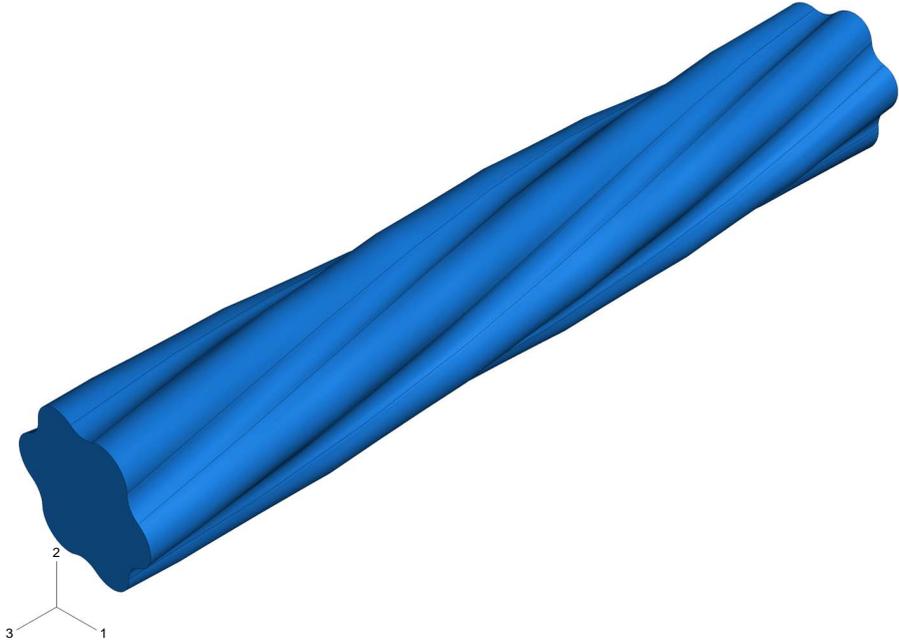


Bild 6.8: 3D-Modell der Litze für die Kriechsimulationen

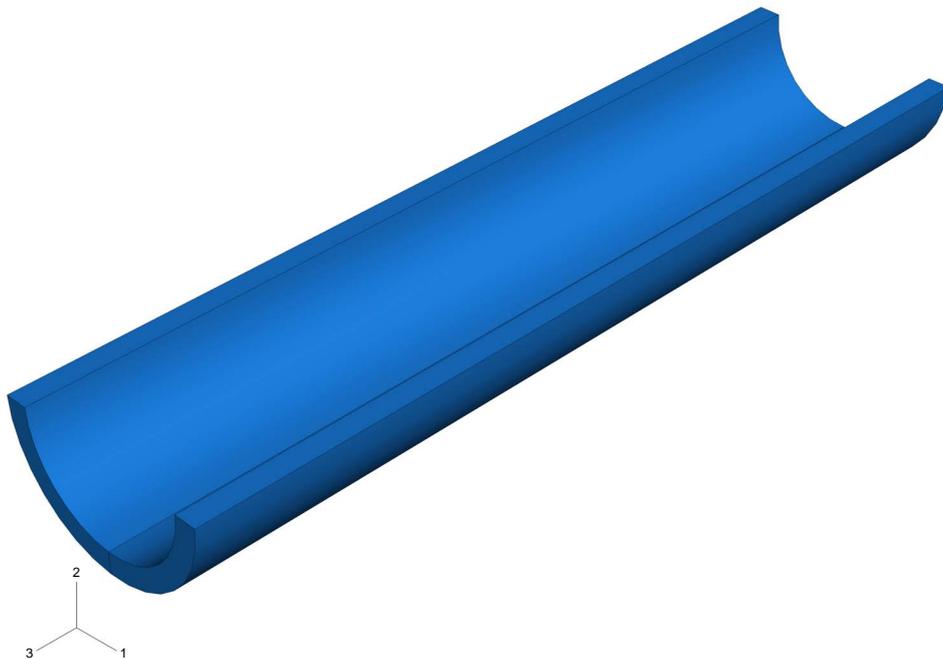


Bild 6.9: 3D-Modell der Monohüllenhälfte für die Kriechsimulationen

Den Körpern mussten nun noch Materialdefinitionen zugewiesen werden. Bei der Monohülle erfolgte eine Zuordnung zum jeweiligen Materialgesetz für das PE-HD. Das Widerlager wurde von vorneherein als starrer Körper definiert, daher war eine Zuordnung eines bestimmten Materialgesetzes nicht erforderlich. Die Litze konnte in dem verwendeten Programm auf Grund der aufwendigen dreidimensionalen Geometrie nicht von Anfang an als starrer Körper definiert werden. Hier musste zunächst eine Materialzuordnung erfolgen. Erst nach gegenseitiger Positionierung der Körper im Assembly-Modul konnte die Litze mit Hilfe einer so genannten „Rigid Body Constraint“ zu einem starren Körper umfunktioniert werden ([1], [2]). Der Zusammenbau des Modells erfolgte im Assembly-Modul durch gegenseitige Positionierung der drei Körper. Bild 6.10 zeigt die endgültige Position der Körper.

Man kann erkennen, dass die Litze an beiden Enden über den Rand der Monohülle bzw. des Widerlagers hinausragt. Diese Situation lag in den praktischen Kriechversuchen ebenfalls vor. Bei den numerischen Untersuchungen wurde dies zur Sicherstellung eines Kontaktpartners für die unter Querdruck stehende Monohülle realisiert. Hätte die Litze bündig mit der Monohülle geendet, so wären bei einem durch Querdehnung hervorgerufenen Herausdrücken der Monohülle unter Umständen numerische Probleme aufgetreten, die durch einen in diesem Bereich fehlenden Kontaktpartner für die Monohülle ausgelöst worden wä-

ren. Die Länge der Litze betrug im Modell 90 mm, allerdings wurde bei der Definition des Querdrucks nur von einer Lastübertragungslänge von 80 mm, entsprechend der modellierten Widerlager- und Monohüllenlänge, ausgegangen.

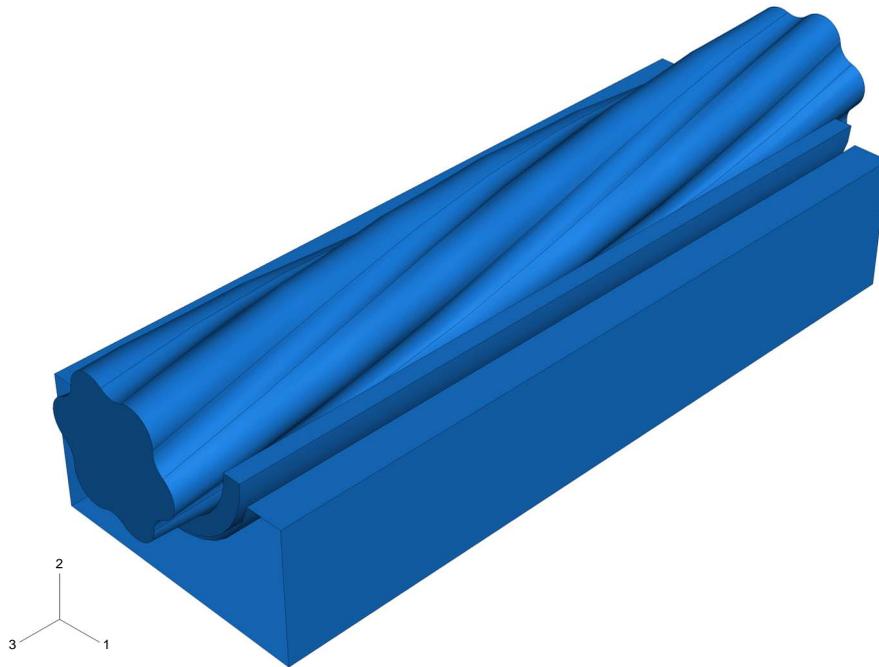


Bild 6.10: 3D-Modell zur FE-Simulation der Kriechversuche

6.1.5 Belastungen und Randbedingungen

Als Belastung war eine Last auf die starre Litze aufzubringen, die über die Monohüllenhälfte auf das Widerlager übertragen wurde. Die Größe der Last entsprach dem gewünschten Querdruck, der mit der jeweiligen Berechnung simuliert werden sollte. Im Vergleich zu den praktischen Versuchen musste berücksichtigt werden, dass eine geringere Tiefe und nur eine Litze vorlag.

Neben dieser eigentlichen Belastung musste zunächst Kontakt zwischen den drei ursprünglich voneinander getrennten Körpern hergestellt werden. Zu diesem Zweck wurde die Berechnung in verschiedene Teilschritte, so genannte „Steps“, aufgeteilt. Zunächst wurde in einem ersten Lastschritt Kontakt zwischen der Monohülle und dem Widerlager hergestellt. Im nächsten Lastschritt erfolgte Kontakt zwischen Monohülle und Litze.

Der Kontakt wurde dadurch realisiert, dass sich die im Modell eigentlich direkt aneinander positionierten Körper im jeweiligen Step gering-

fällig aufeinander zu bewegen. Dies wurde durch Variation der Lagerungsbedingungen erreicht. Die geringfügige Bewegung der einzelnen Körper führte dazu, dass der Kontakt zwischen den Körpern für das Programm einfacher hergestellt werden konnte, da mehr Flächen und damit mehr Knoten in Kontakt traten. Die durch die Verschiebungen um einige Hundertstel Millimeter erzeugten Spannungen konnten vernachlässigt werden und verfälschten die anschließende Berechnung in keiner Weise.

Nachdem der Kontakt hergestellt worden war, wurde die Querlast in einem statischen Lastschritt aufgebracht. Anschließend erfolgte in einem weiteren Lastschritt die Standzeit unter der Querlast, bei der sich die Kriechverformungen ausbildeten und verstärkten. Um zeitabhängige Verformungen zuzulassen, konnte dieser Lastschritt nicht als statischer Lastschritt definiert werden. Hier war eine in ABAQUS mit „visco“ bezeichnete Prozedur erforderlich [1].

Was die Lagerungsbedingungen betrifft, so kann bei starren Körpern die Lagerung auf einen einzigen Punkt, den so genannten „Referenzpunkt“, reduziert werden, wovon für Litze und Widerlager Gebrauch gemacht wurde.

Für das Modell musste zunächst jeder Körper so gelagert werden, dass keine Kinematiken vorlagen. Beispielsweise wurde die Monohülle im ersten Lastschritt entlang ihrer beiden äußeren Längskanten in 1-, 2- und 3-Richtung gelagert, zur Definition des Koordinatensystems vgl. Bild 6.10. In den Folgesteps mussten zur Kontaktherstellung die entsprechenden Lagerungsbedingungen gelöst oder mit einem Wert ungleich Null behaftet werden, um den Kontakt in der entsprechenden Richtung herzustellen. War der Kontakt hergestellt, konnten die Lagerungsbedingungen von der Monohülle entfernt werden, da durch die in den Kontaktflächen übertragenen Schubkräfte eine Kopplung bzw. Verbindung zu den anderen Körpern vorlag.

Für die Litze musste in demjenigen Lastschritt, in welchem die eigentliche Querlast aufgebracht wurde, die entsprechende Lagerungsbedingung in Lastrichtung entfernt werden, da andernfalls die Last nicht auf die anderen Körper übertragen worden wäre, sondern direkt ins Auflager gewandert wäre. Der Step der Lastaufbringung wurde als statischer Lastschritt definiert. Dies war gerechtfertigt, da auch in den Kriechversuchen die Last mit einer Geschwindigkeit von 30 kN/min sehr zügig gesteigert wurde und zeitabhängige Effekte, wie z.B. Spannungsumlagerungen, für die Phase der Laststeigerung als vernachlässigbar anzusehen waren.

6.1.6 Kontaktdefinition und -algorithmus in ABAQUS

[1]

Ganz allgemein entsteht Kontakt, wenn sich zwei feste Körper berühren und über die gemeinsame Berührungsfläche Kräfte übertragen. In Normalenrichtung wird eine Kontaktspannung übertragen, die proportional zur Normalkomponente der äußeren Kraft ist. In Tangentialrichtung entsteht beim Kontakt eine Scherkraft, die von der Normalkomponente der äußeren Kraft, also der Kontaktspannung, und über den Reibungskoeffizienten von der Oberflächenbeschaffenheit abhängt. Im konkreten Fall wurde der Kontakt zwischen Litze und Monohülle und zwischen Monohülle und Bandhülle durch das so genannte „Master-Slave-Verfahren“ modelliert. Es traten jeweils vorher definierte Oberflächen der Körper miteinander in Kontakt, wobei der steifere bzw. härtere Körper den Master darstellte und der weichere bzw. weniger feste Körper den Slave. Definitionsgemäß können Slave-Knoten die Master-Oberfläche nicht durchdringen, wohingegen Knoten auf der Master-Oberfläche die Slave-Oberfläche sehr wohl durchdringen können. Aus diesem Grund sollte die Slave-Oberfläche dichter vernetzt sein als die Master-Oberfläche. Die Kontakttrichtung ist normal zur Master-Oberfläche, Entsprechendes gilt auch für die Normalkomponente der Kontaktkraft. Im Fall der hier vorliegenden Kontaktpaare „Litze-Monohülle“ bzw. „Monohülle-Widerlager“ war die Rollenverteilung eindeutig geklärt: Die Monohülle war jeweils Slave.

Bei der Kontaktmodellierung wird unterschieden zwischen „Finite Sliding“ und „Small Sliding“. Bei Finite Sliding können die gegenseitigen Verschiebungen zwischen den beiden Körpern beliebig groß sein, bei Small Sliding dagegen sind nur kleine Verschiebungen zulässig. Bei der hier vorliegenden Situation wurde der allgemeinere Fall, also das Finite Sliding, verwendet.

In beiden Kontaktdefinitionen wurde Coulomb'sche Reibung angesetzt und der Reibungsbeiwert mit $\mu = 0,01$ sehr klein gewählt. Diese niedrige Festlegung von μ war gerechtfertigt, da die Litze eine Fettschicht besaß und auch die äußere Oberfläche der Monohülle vor dem Einbau in den Kriechversuchsstand mit einem Gleitfett geschmiert wurde, um etwaigen Verklemmungen entgegenzuwirken, vgl. Kapitel 4.

Bei Coulomb'scher Reibung hängt die Schubspannung in der Kontaktfläche von dem angesetzten Reibungsbeiwert μ und der Normalspannung p (Kontaktspannung) nach folgender Beziehung ab:

$$\tau_{crit} = \mu \cdot p \quad (6.6)$$

Die sich berührenden Körper werden sich nicht relativ zueinander bewegen, ehe die Schubspannung den kritischen Wert τ_{crit} erreicht. In diesem Fall spricht man von „Haften“. Wird dagegen τ_{crit} erreicht, so findet unverzüglich eine Bewegung statt, der Zustand ändert sich von „Haften“ in „Gleiten“. Dieser schlagartige Zustandswechsel kann bei FE-Simulationen zu numerischen Problemen führen. Daher kann in ABAQUS durch eine so genannte „penalty“-Funktion ein etwas weicherer Übergang zwischen den beiden Zuständen geschaffen werden. Dabei wird ein geringer elastischer Schlupf zugelassen, der von ABAQUS intern als ein Bruchteil der charakteristischen Elementlänge festgelegt wird.

Der Kontaktalgorithmus in ABAQUS ist so aufgebaut, dass zu Beginn eines jeden Inkrementes für jede definierte Kontaktsituation der Status in der Weise überprüft wird, ob die jeweiligen Knoten des Slave Kontakt zu einem Knoten des Master haben oder nicht. Daraus ergibt sich entweder ein geöffneter (kein Kontakt) oder ein geschlossener Zustand (Kontakt ist hergestellt). Ist ein Kontaktpaar geschlossen, wird an dieser Stelle eine Art Zwangsbedingung eingefügt. Nun erfolgt der eigentliche Iterationsschritt der Berechnung, während dessen Ablauf der Kontaktstatus erneut überprüft wird und etwaige Veränderungen im Kontakt durch Abfrage entsprechender Bedingungen eingearbeitet werden. Wird beispielsweise die Kontaktspannung kleiner als Null, so hat sich der Status eines vorher geschlossenen Knotenpaares in einen geöffneten Zustand geändert. Daher muss die vorher angebrachte Zwangsbedingung wieder entfernt werden. Jedes Master-Slave-Knotenpaar, an dem der gegenseitige Abstand nach der Iteration negativ oder Null wird, hat seinen Status von „geöffnet“ zu „geschlossen“ geändert und eine entsprechende Randbedingung wird hinzugefügt. Sind diese Abfragen abgeschlossen, erfolgt für das Inkrement die Gleichgewichtsiteration. Wenn die Gleichgewichtsiterationen konvergieren, kann ein neues Inkrement beginnen. Andernfalls muss eine erneute Abfrage des Kontaktstatus erfolgen und unter Umständen das Zeitinkrement zur Erzielung von Konvergenz verkleinert werden. Grundsätzlich steht nur eine bestimmte Anzahl an Iterationen für jedes Inkrement zur Verfügung, die entweder durch die Erfüllung und Kontrolle von Kontaktbedingungen oder durch Gleichgewichtsiterationen aufgebraucht werden können.

6.1.7 Einfluss der Elementwahl und der FE-Netzdichte - Konvergenzstudie ([1], [3])

Für unterschiedliche Rahmenbedingungen werden von ABAQUS unterschiedliche Elementtypen empfohlen. Grundsätzlich wurden in diesem Modell hexahedrale Elemente verwendet. Für Kontaktprobleme, wie sie auch hier vorlagen, wird ein feines Netz mit linearen, reduziert integrierten Elementen empfohlen. Solche Elemente wurden zunächst gewählt. Simulationen von Kriechprozessen konnten erfolgreich durchgeführt werden. Bei den Gleitsimulationen, über die im Anschluss berichtet werden soll, gab es größere Probleme, die meist zu einem vorzeitigen Abbruch der Berechnungen führten, vor allem bei der Simulation der inneren Gleitung. Das Hauptproblem bestand in einer zu starken Verzerrung der Elemente, vorwiegend im Bereich der Kontaktflächen zwischen den vorbeigleitenden Litzenaußendrähnen und der Monohülle. Selbst eine starke Netzverfeinerung konnte hier keine Abhilfe schaffen. Auch lineare, voll integrierte Elemente zeigten diese Erscheinungen, obwohl diese grundsätzlich eher in der Lage sind, Biegeeffekte darzustellen und hier andere Probleme, wie z.B. das Hourglassing, nicht so stark im Vordergrund stehen. Daher wurde von linearen Elementen Abstand genommen. Stattdessen wurden für die Monohülle quadratische Elemente verwendet, welche die interne ABAQUS-Bezeichnung C3D20 tragen. Solche Elementtypen werden von ABAQUS für Bereiche mit hoher Spannungskonzentration empfohlen, wovon hier zumindest in den direkten Kontaktstellen zwischen Litze und Monohülle ausgegangen werden kann.

Für die Litze wurden quadratische, reduziert integrierte Elemente gewählt (ABAQUS-Bezeichnung: C3D20R), mit deren Hilfe die aufwendige Oberfläche der Litzeneinhüllenden sehr gut dargestellt werden konnte. Im Querschnitt wurden 120 Elemente verwendet, über die Tiefe von 90 mm wurden 36 Elemente eingesetzt. Daraus ergaben sich für die Litze insgesamt 4320 Elemente.

Ausgehend von einer gewählten Basis-Elementierung der Monohülle wurde das FE-Netz sukzessive verfeinert, bis keine nennenswerten Unterschiede in den Berechnungsergebnissen mehr zu erkennen waren. Als Kriterium wurde hier die maximale vertikale Verschiebung der Monohülle angesetzt, da auch eine Kalibrierung des Materialgesetzes anhand dieses Kriteriums erfolgte. Es wurde darauf geachtet, dass die Unterschiede in den Kantenlängen der Elemente nicht zu groß wurden.

Tabelle 6.1 auf der übernächsten Seite zeigt die Ergebnisse der Konvergenzstudie, die mit einem Modell bei einer Querpressung von 100 % und Raumtemperatur durchgeführt wurde.

Zeile 1 in der Tabelle zeigt die gewählte Ausgangsvernetzung (Schritt 1). Zwei Elemente in Dickenrichtung erschienen grundsätzlich als geeignet. Damit besaßen die Elemente in dieser Richtung eine Kantenlänge von 1 mm, was als ausreichend klein angesehen wurde. Zunächst wurde in den Schritten 2 und 3 die Elementdichte in Tiefenrichtung erhöht, wodurch aber keine eindeutige Tendenz festzustellen war.

Daher wurde mit den sich anschließenden Schritten 4 und 5 die Elementdichte in Umfangsrichtung der Monohüllenhälfte erhöht, wodurch deutlichere Fortschritte festzustellen waren.

Nun wurde die Elementzahl in Schritt 6 nicht weiter erhöht, jedoch die Netzdichte im unteren Scheitelbereich der Monohülle vergrößert. Erreicht wurde dies durch die „biasing-Funktion“, mit welcher die Knotendichte im Scheitelbereich doppelt so stark wie in den oberen Randbereichen gewählt wurde ($\text{biasing} = 2,0$). Dies führte zu einem weiteren Anstieg der berechneten maximalen Verformungen.

In Schritt 7 wurde die Vernetzung in Umfangsrichtung beibehalten, jedoch die Anzahl der Elemente in Tiefenrichtung weiter erhöht. Dies führte zu keinen weiteren nennenswerten Veränderungen.

In den Schritten 8 und 9 wurde versucht, die Kantenlänge aller Elemente einheitlich zu gestalten (wobei wegen des naturgemäß unterschiedlichen Umfangs der Monohülle innen und außen im Grunde genommen lediglich von einer „näherungsweise“ einheitlichen Kantenlänge gesprochen werden kann). Eine einheitliche Kantenlänge aller Elemente von 1,00 mm führte zu einem etwas steiferen Modell, was sich in geringeren Verformungen äußerte. Diese Elementierung erschien für den hoch beanspruchten unteren Scheitelbereich der Monohülle als etwas zu grob. Eine sehr feine Vernetzung mit einer einheitlichen Kantenlänge aller Elemente von 0,67 mm führte zu einem weicherem Materialverhalten der Monohülle. Die Unterschiede zu vorherigen Ergebnissen waren jedoch nur gering.

Tabelle 6.1: Konvergenzstudie zur Auffindung eines optimalen FE-Netztes für die Monohüllenhälfte in den Kriechsimulationen

Lfd. Nr.	Vernetzung der Monohüllenhälfte Dicke x Umfang x Tiefe	Anzahl der Elemente	Kennzeichen der gewählten Vernetzung	Maximale vertikale Verformung der Monohülle
1	2 x 24 x 50	2.400	gew. Ausgangsvernetzung als Basis für die Studie	0,689 mm
2	2 x 24 x 60	2.880	Erhöhung der Elementzahl in Tiefenrichtung	0,690 mm
3	2 x 24 x 70	3.360	Erhöhung der Elementzahl in Tiefenrichtung	0,688 mm
4	2 x 28 x 70	3.920	Erhöhung der Elementzahl in Umfangsrichtung	0,693 mm
5	2 x 30 x 70	4.200	Erhöhung der Elementzahl in Umfangsrichtung	0,694 mm
6	2 x 30 x 70 (biasing 2.0)	4.200	Optimierung der Konfig. in Umfangsrichtung	0,699 mm
7	2 x 30 x 75 (biasing 2.0)	4.500	Erhöhung der Elementzahl in Tiefenrichtung	0,698 mm
8	2 x 28 x 80	4.480	Kantenlänge aller Elemente ca. 1,00 mm	0,697 mm
9	3 x 40 x 120	14.400	Kantenlänge aller Elemente ca. 0,67 mm	0,700 mm

Im Hinblick auf den numerischen und zeitlichen Mehraufwand einer solch feinen Vernetzung mit 14.400 quadratischen Elementen wurde schließlich die Elementierung gemäß Schritt 6 als optimal angesehen und für alle weiteren Berechnungen verwendet (vgl. Tabelle 6.1, grau hinterlegt). Die Unterschiede in den Ergebnissen zwischen Schritt 6 und Schritt 9 sind mit etwa 0,14 % als vernachlässigbar zu betrachten, obwohl die Elementanzahl nur etwa 30 % derjenigen beträgt, die in Schritt 9 verwendet wurde. Bild 6.11 zeigt die endgültig gewählte Vernetzung des FE-Modells.

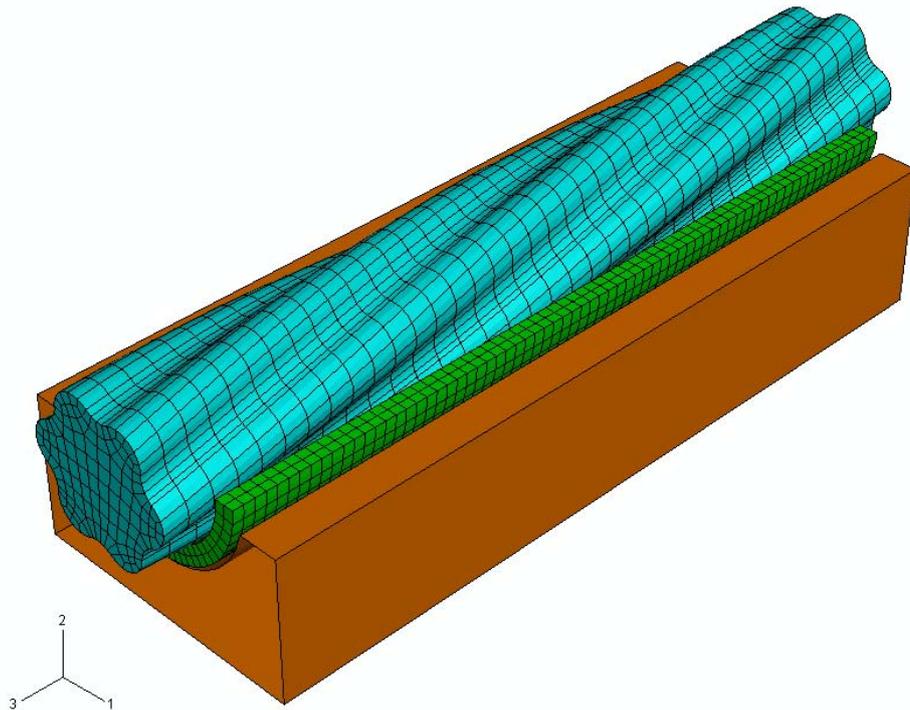


Bild 6.11: Vernetzung des FE-Modells zur Simulation der Kriechversuche

6.1.8 Vergleich zwischen experimentellen und numerischen Ergebnissen

Das gewählte Materialgesetz für PE-HD wurde in Kapitel 6.1.3 vorgestellt. An dieser Stelle sollen nun die Ergebnisse aus den praktischen Kriechversuchen mit denjenigen aus den FE-Simulationen verglichen werden.

Da in den Versuchen mit Hilfe der induktiven Wegaufnehmer die Verformungen der Monohüllen ermittelt wurden, erfolgt der Vergleich ebenfalls anhand dieser Werte, wobei zu dimensionslosen Stauchungen übergegangen wurde. In den Kriechversuchen wurden die Stauchungen aus den absoluten Wegmessungen der induktiven Wegaufnehmer und den zuvor ermittelten mittleren Ausgangswandstärken der Monohüllen ermittelt. Die Wegaufnehmer mittelten dabei die Stauchungen über die Länge, auf der Querdruck herrschte. Die angezeigten Werte der induktiven Wegaufnehmer müssen in den am stärksten beanspruchten Querschnitten der Monohülle zu den errechneten maximalen Stauchungen geführt haben. Für die FE-Berechnungen wurden die Stauchungen in den entsprechenden Querschnitten ermittelt, die nach Abschluss der Berechnung genau lokalisiert werden konnten. Da für jede Monohüllenhälfte in den Simulationen zumindest zwei Eindrückfiguren, die von den Au-

Bendrahten der Litze hervorgerufen wurden, erkennbar waren, wurde in Anlehnung an die Versuche hier ebenfalls eine mittlere Maximalstauchung aus diesen beiden Werten errechnet und anschließend mit den entsprechenden Werten aus den Kriechversuchen verglichen.

Die FE-Simulationen wurden jeweils bis zu einer Standzeit von 600 Sekunden durchgeführt und für diesen Zeitraum mit den Versuchsergebnissen verglichen. Dieses Zeitintervall wurde unter Berücksichtigung der nachfolgend durchzuführenden Gleitsimulationen gewählt. Bei diesen Simulationen wurde jeweils eine Querpressung auf das Spannglied aufgebracht und anschließend eine bestimmte Gleitung (innere oder äußere) erzeugt. Diese Gleitungen fanden in Anlehnung an die praktischen Gleitungsversuche mit Geschwindigkeiten von 10, 30 und 50 mm/min statt. Für jede Querpressung wurde hier zunächst von einem maximalen Gleitweg von 100 mm ausgegangen, vgl. auch Kapitel 5. Unter Berücksichtigung der langsamsten Gleitgeschwindigkeit von 10 mm/min errechnete sich daraus eine erforderliche maximale Zeit von 600 Sekunden, die für eine entsprechende FE-Simulation der Gleitung erforderlich war.

Die folgenden Diagramme (Bilder 6.12, 6.13 und 6.14) zeigen die für verschiedene Temperaturen und Querpressungen ermittelten Stauchungen der Monohüllen aus den Kriechversuchen (schwarze Kurven) im Vergleich zu denjenigen aus den FE-Simulationen (graue Kurven).

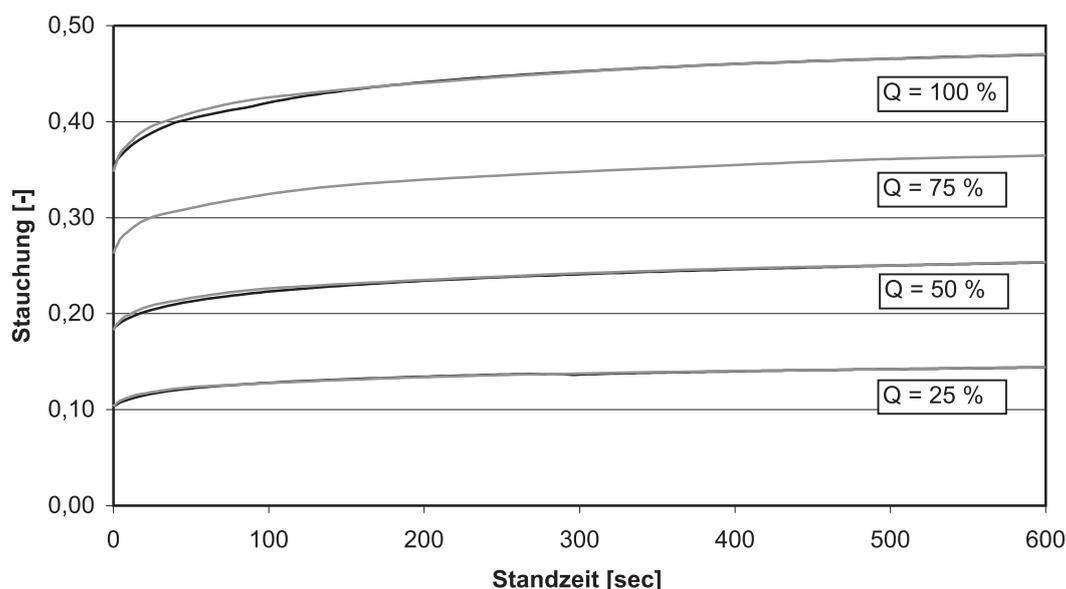


Bild 6.12: Vergleich der ermittelten Stauchungen der Monohüllen aus den Kriechversuchen (schwarz) und den FE-Simulationen (grau), $T = 25\text{ }^\circ\text{C}$

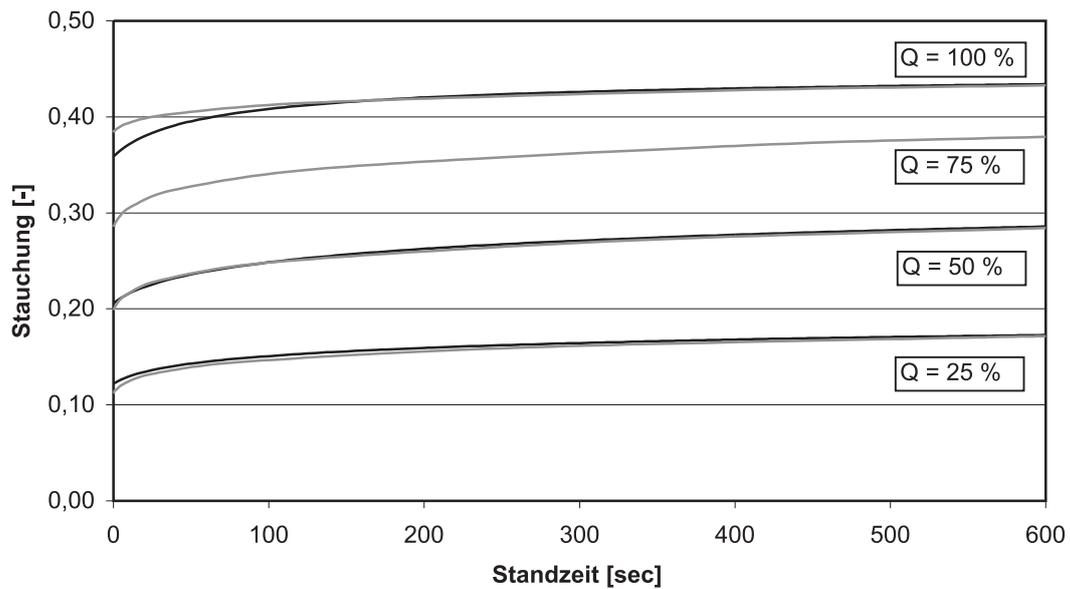


Bild 6.13: Vergleich der ermittelten Stauchungen der Monohüllen aus den Kriechversuchen (schwarz) und den FE-Simulationen (grau), $T = 35\text{ °C}$

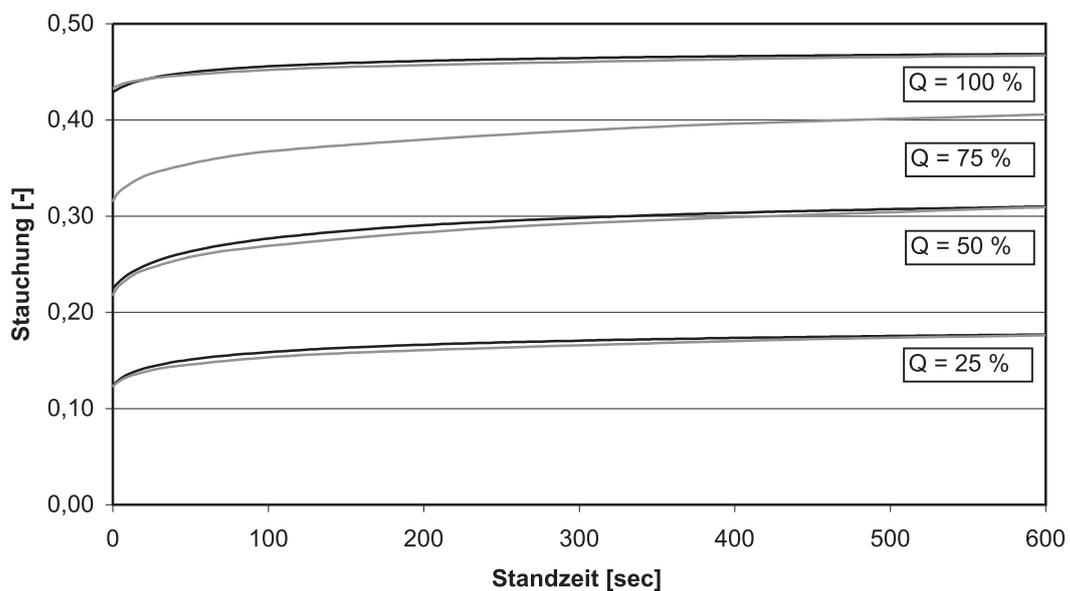


Bild 6.14: Vergleich der ermittelten Stauchungen der Monohüllen aus den Kriechversuchen (schwarz) und den FE-Simulationen (grau), $T = 45\text{ °C}$

Für eine Querpressung von 75 % wurden keine Kriechversuche durchgeführt. Anhand des Materialgesetzes zur Beschreibung des Kriechens

konnten mit Hilfe der Ausgleichskurven aus Bild 6.2 die entsprechenden Faktoren A für die verschiedenen Umgebungstemperaturen ermittelt werden. Die Ergebnisse der FE-Berechnungen für $Q = 75\%$ wurden ebenfalls in die Diagramme eingetragen.

Betrachtet man zunächst die Stauchungen, die sich unmittelbar nach Abschluss der Laststeigerung ergeben (Standzeit = 0 sec), so ist eine sehr gute Übereinstimmung der Werte aus den Versuchen und den FE-Berechnungen feststellbar. Folgende Tabelle 6.2 zeigt einen Vergleich dieser Messwerte.

Tabelle 6.2: Vergleich der Stauchungen aus den Kriechversuchen und den FE-Simulationen, Werte unmittelbar nach Laststeigerung

Temperatur	Querpressung	Stauchung nach Laststeigerung	
		Kriechversuch	FE-Modell
25 °C	25 %	10,35 %	10,35 %
25 °C	50 %	18,53 %	18,28 %
25 °C	100 %	35,54 %	34,78 %
35 °C	25 %	12,19 %	11,21 %
35 °C	50 %	20,56 %	19,89 %
35 °C	100 %	35,89 %	38,41 %
45 °C	25 %	12,45 %	12,25 %
45 °C	50 %	22,51 %	21,74 %
45 °C	100 %	42,91 %	43,26 %

Die gute Korrelation der Werte wird durch folgende Darstellung untermauert, in der die Werte aus den Versuchen zu denjenigen aus den FE-Berechnungen ins Verhältnis gesetzt werden, vgl. Bild 6.15. Lediglich der Temperaturbereich von 35 °C zeigt etwas größere Abweichungen, die aber mit maximal 8% noch in Grenzen gehalten werden. Im Rahmen der praktischen Kriechuntersuchungen wurde bereits die Vermutung geäußert, dass das Materialverhalten im Versuch mit $Q = 100\%$ und $T = 35\text{ °C}$ etwas zu steif abgebildet wurde, vgl. Kapitel 4. Dies wird durch die hier festgestellten Abweichungen bestätigt, da sich die Monohülle in der FE-Simulation für diese Querlast und Umgebungstemperatur tatsächlich weicher verhielt. Daraus kann geschlossen werden, dass das vorne definierte elastisch-plastische Materialgesetz für PE-HD zur Beschreibung des Materialverhaltens der Monohüllen geeignet ist.

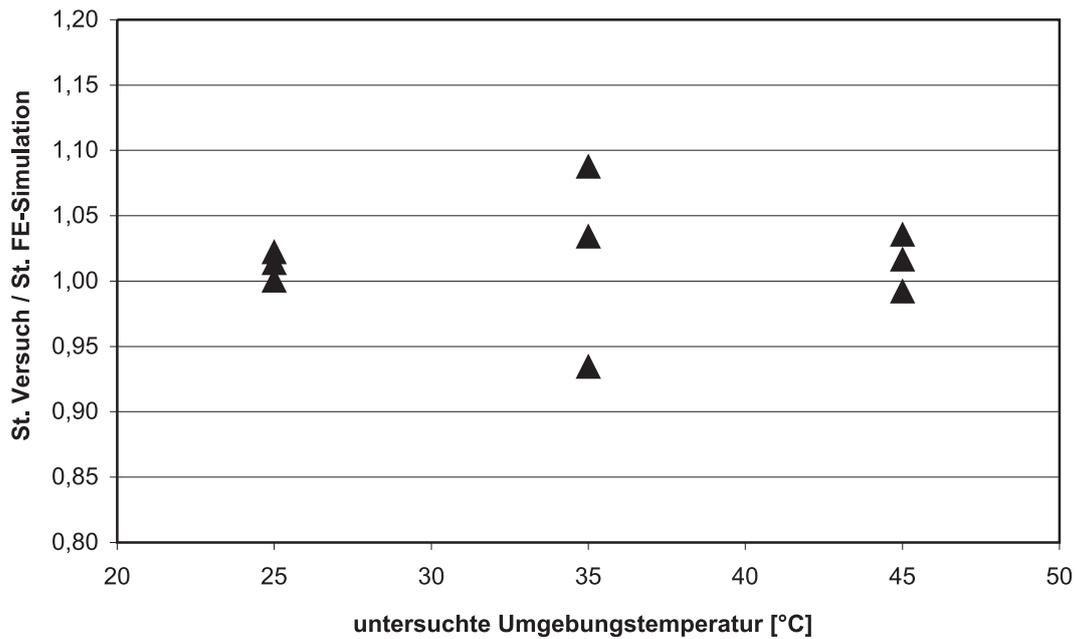


Bild 6.15: Relativer Vergleich der ermittelten Stauchungen aus den Kriechversuchen und den FE-Simulationen, Werte unmittelbar nach Laststeigerung

Tabelle 6.3: Vergleich der Stauchungen aus den Kriechversuchen und den FE-Simulationen, Werte nach einer Standzeit von 600 Sekunden

Temperatur	Querpressung	Stauchung nach 600 sec	
		Kriechversuch	FE-Modell
25 °C	25 %	14,41 %	14,43 %
25 °C	50 %	25,33 %	25,36 %
25 °C	100 %	46,98 %	47,05 %
35 °C	25 %	17,28 %	17,15 %
35 °C	50 %	28,58 %	28,41 %
35 °C	100 %	43,40 %	43,30 %
45 °C	25 %	17,69 %	17,61 %
45 °C	50 %	31,01 %	30,91 %
45 °C	100 %	46,85 %	46,70 %

Für die sich anschließende Standzeit ist aus den Bildern 6.12 bis 6.14 eine sehr gute Übereinstimmung der Stauchungen aus den Versuchen und den FE-Berechnungen feststellbar, woraus sich schließen lässt, dass das gewählte Materialgesetz zur Beschreibung des Kriechens ebenfalls geeignet ist. Tabelle 6.3 zeigt einen Vergleich der ermittelten Stauchungen nach einer Standzeit von 600 Sekunden. Bild 6.16 zeigt einen relativen Vergleich dieser Werte aus den Versuchen und den FE-Berechnungen. Die Abweichungen liegen unter 1 %.

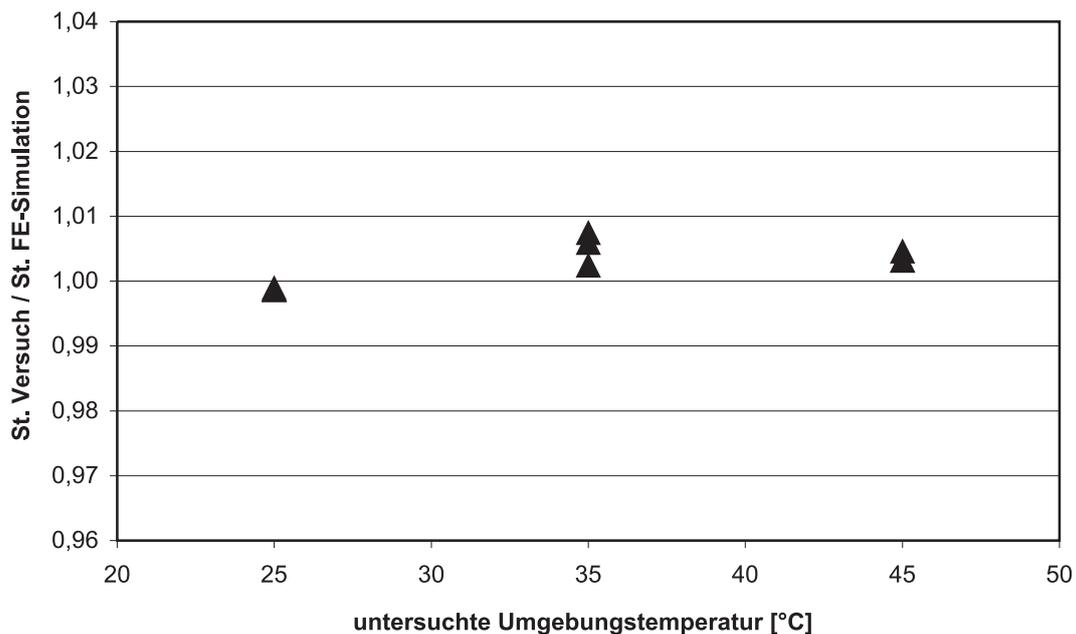


Bild 6.16: Relativer Vergleich der ermittelten Stauchungen aus den Kriechversuchen und den FE-Simulationen, Werte nach einer Standzeit von 600 Sekunden

Wie bereits angedeutet wurde, waren in den Monohüllenhälften der FE-Simulationen zwei Eindrückfiguren aus den Litzenaußendrähnen zu erkennen. Die Stärke der Ausprägung dieser Eindrückfiguren hing sowohl von der Höhe der Querpressung als auch auf Grund des Materialverhaltens von der Standzeit unter der jeweiligen Querpressung ab. Die folgenden Bilder zeigen anschaulich die Monohüllenhälften aus den FE-Berechnungen für $T = 25\text{ °C}$, wobei jeweils die vertikale Verschiebung der Elemente (u_2) dargestellt ist. In Bild 6.17 ist die Situation unmittelbar nach Laststeigerung zu sehen. Bild 6.18 zeigt die Situation nach einer Standzeit von 600 Sekunden. Von links nach rechts sind jeweils die Hüllen für $Q = 25\%$, $Q = 50\%$ und $Q = 100\%$ abgebildet. Für $t = 600\text{ sec}$ ist zusätzlich noch zu Vergleichszwecken ein Foto einer Monohülle aus einem praktischen Kriechversuch bei $T = 25\text{ °C}$ und $Q = 100\%$ dargestellt.

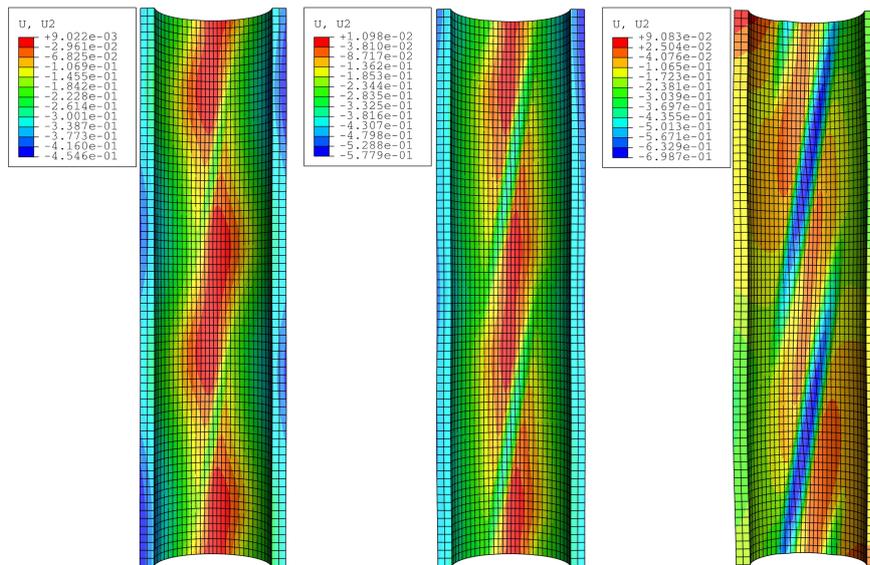


Bild 6.17: Vertikale Eindrücke in die Monohüllen in [mm] aus den FE-Kriechsimulationen unmittelbar nach Laststeigerung bei $T = 25^\circ\text{C}$, von links nach rechts: $Q = 25\%$, $Q = 50\%$ und $Q = 100\%$

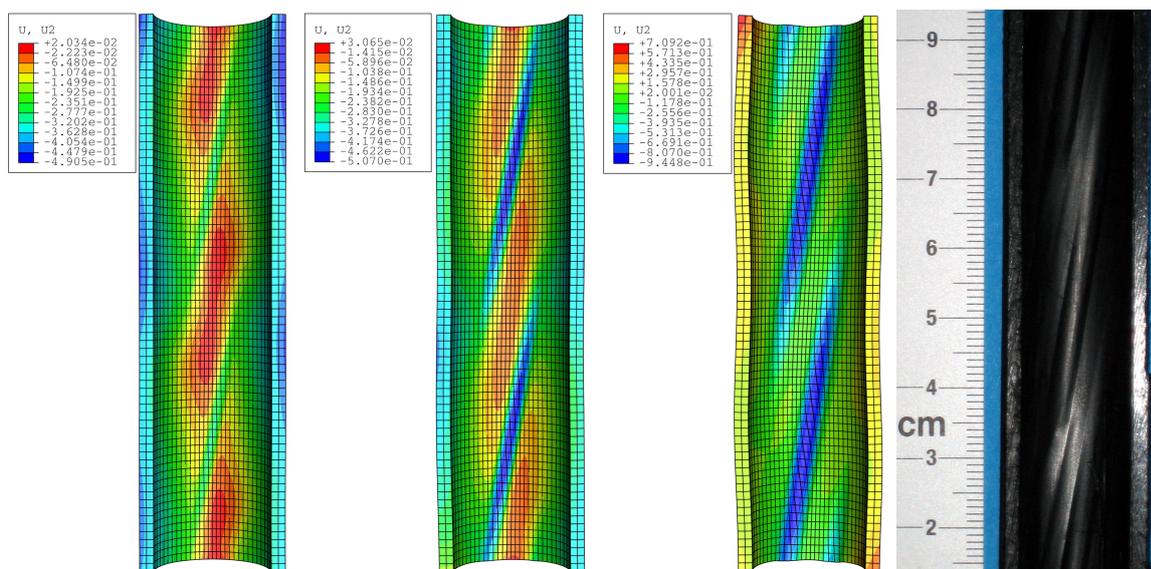


Bild 6.18: Vertikale Eindrücke in die Monohüllen in [mm] aus den FE-Kriechsimulationen nach einer Standzeit von 600 Sekunden bei $T = 25^\circ\text{C}$, von links nach rechts: $Q = 25\%$, $Q = 50\%$ und $Q = 100\%$, sowie Foto einer Monohüllenhälfte nach einem Kriechversuch mit $Q = 100\%$ bei $T = 25^\circ\text{C}$

6.2 Numerische Simulation unterschiedlicher Gleitungen

6.2.1 Vorbemerkung

Mit Hilfe dieser Untersuchungen wurden für ein quer gedrücktes Spannglied unterschiedliche Gleitungen simuliert. Untersucht werden sollte eine innere Gleitung, bei der sich lediglich die nackte Litze verschiebt, und eine äußere Gleitung, bei der sich das gesamte Spannglied als eine Art Starrkörper bewegt. Eine denkbare mittlere Gleitung mit einer Verschiebung der Litze samt Monohülle relativ zur Bandhülle bzw. zum äußeren Hüllrohr, war nicht Gegenstand dieser Untersuchungen, da eine solche Gleitung in der Praxis kaum beobachtet wird. Von besonderem Interesse waren die durch die Gleitungen erzeugten Reibwiderstände, die beim tatsächlichen Spannglied als Reibungskräfte den jeweiligen Bewegungen entgegen wirken. Diese Gleitungen sind vor allem an den Umlenksätteln von großer Bedeutung, da dort durch den Querdruck aus Spanngliedumlenkung in Verbindung mit der allmählichen Querlaststeigerung durch den Vorspannprozess und den Gleitbewegungen sehr starke Beanspruchungen für die Spanngliedumhüllungen auftreten, durch welche die Dauerhaftigkeit des Spannglieds beeinträchtigt werden kann.

Das Materialgesetz wurde, wie zuvor beschrieben, anhand der auftretenden Stauchungen kalibriert. Restwandstärkenermittlungen waren allerdings nicht Gegenstand dieser FE-Untersuchungen. Hier wurden in der Vergangenheit bereits umfangreiche Forschungsuntersuchungen durchgeführt. Als forschende Stellen sind hier vor allem die RWTH Aachen und die TU München zu nennen, vgl. Kapitel 2.

6.2.2 Vorstellung der verwendeten FE-Modelle

Da die unterschiedlichen Gleitvorgänge vor allem bei drei bauaufsichtlich zugelassenen externen Spannbändern auftreten, wurde ein solches Spannbänder betrachtet. Grundsätzlich wurde jedoch das Spannglied auf eine zu untersuchende Spannstahtlitze reduziert. Zu modellieren waren daher die Litze, ihre Monohülle und ein Ausschnitt aus der Bandhülle sowie ein Abschnitt eines Umlenksattels. Wie bei den Kriechsimulationen wurde auch hier ein Modell eines 80 mm langen Spannglieds erzeugt. Die wesentlichste Vereinfachung bestand darin, kein gekrümmtes Spannglied wie an einem Umlenksattel zu modellieren, sondern einen geraden Spannbänderabschnitt, bei dem die Umlenkpressung durch einen Querdruck von der Litze auf die Umhüllungen bzw. den Sattel erzeugt wurde. Die FE-Modelle für die Simulation einer inneren und einer äu-

Bereitungen unterschieden sich in bestimmten Punkten voneinander, besaßen aber auch Gemeinsamkeiten.

In beiden Modellen wurde die Monohülle als geschlossenes kreisförmiges Rohr mit einer Wandstärke von 2 mm dargestellt. Die Elementierung der unteren Rohrhälfte erfolgte in der gleichen Art und Weise wie bei den zuvor durchgeführten Kriechsimulationen, also mit quadratischen Elementen (Bezeichnung: C3D20). Die obere Hälfte wurde dagegen mit quadratischen Elementen des reduziert integrierten Typs (Bezeichnung: C3D20R) in einer etwas größeren Dichte vernetzt. Hier wurden bei den Simulationen deutlich geringere Beanspruchungen erzeugt. Die Bandhülle wurde ebenfalls in beiden Modellen identisch modelliert. Es handelte sich um einen quaderförmigen Körper mit einer Höhe von 3 mm (entsprechend der Bandhüllendicke) und einer Breite von 20 mm (entsprechend dem Außendurchmesser der darauf befindlichen Monohülle). Für die Vernetzung der Bandhülle wurden quadratische, reduziert integrierte Elemente verwendet (C3D20R). Die Litze wurde jeweils als Starrkörper aufgefasst. Dies ist gerechtfertigt, da zum Einen die Festigkeit und Steifigkeit der Litze im Vergleich zum Kunststoff sehr viel höher ist; zum Anderen kann eine Litze ab einer geringen Längszugkraft von etwa 20 kN als formstabil angesehen werden, was durch Forschungsuntersuchungen an der RWTH Aachen durch Hegger et al. [58] gezeigt wurde.

Die Unterschiede beider Modelle kamen in der weiteren Modellierung der Litze und des Sattels zum Ausdruck. Bei der inneren Gleitung ist die Litze der einzige Körper, der sich bewegt. Daher musste hierfür die Litze deutlich länger als 80 mm modelliert werden. Bei der inneren Gleitung war vor allem von Interesse, wie sich die Reibungskraft entlang des Gleitwegs entwickelt. Wenn keine Verdrehung der Litze um ihre Längsachse stattfindet, so treffen in Abhängigkeit von der Schlaglänge in bestimmten Abständen Außendrähte der Litze auf Bereiche, in denen zuvor bereits der Nachbaraußendraht gelegen hat. In den praktischen Versuchen wurden Litzen mit einer Schlaglänge von ca. 235 mm verwendet, woraus sich ein gegenseitiger Abstand von sich entsprechenden Bereichen auf der Litzenaußenhülle von etwa 39 mm ergibt. Aus diesem Grund wurde entschieden, in den Simulationen eine innere Gleitung zumindest bis zu einem Gleitweg von 40 mm, besser sogar von 50 mm zu realisieren, um solche „Memoryeffekte“ der Monohülle auch im FE-Modell nachvollziehen zu können. Mit einem Sicherheitsüberstand der Litze von 5 mm an beiden Enden (analog zum Kriechmodell) ergab sich eine erforderliche Litzenlänge von 140 mm. Die FE-Netzdichte wurde exakt so wie in den Kriechsimulationen realisiert, auch jetzt wurden C3D20R-Elemente verwendet. Der Sattel dagegen musste nur so lang modelliert werden wie die Spanngliedumhüllungen. Mit

einem allseitigen Überstand des Sattels ergab sich ein quaderförmiger Körper mit einer Breite von 30 mm, einer Höhe von 6 mm und einer Länge von 88 mm. Mit Hilfe einer „Rigid Body Constraint“ wurde dieser Körper bei innerer Gleitung zur Vereinfachung als starrer Körper definiert [1]. Die Lastabtragung von der Bandhülle zum Sattel war in diesem Modell nicht von besonderem Interesse, da hier keine Relativbewegungen stattfanden. Daher war diese (numerische) Vereinfachung gerechtfertigt. Als Elemente wurden für den Sattel reduziert integrierte lineare Elemente verwendet (Bezeichnung: C3D8R). Tabelle 6.4 zeigt die für die Simulation der inneren Gleitung verwendete Elementierung im Überblick. Bild 6.19 zeigt das sich daraus ergebende FE-Netz für die Simulation einer inneren Gleitung.

Tabelle 6.4: Gewählte Elementierung für das FE-Modell bei innerer Gleitung

Körper	Länge	Elementtyp (ABAQUS)	Vernetzung b x h x t	Anzahl Elemente
Litze	140 mm	C3D20R	120 x 56	6.720
Monohülle, obere Hälfte	80 mm	C3D20R	2 x 24 x 70	3.360
Monohülle untere Hälfte	80 mm	C3D20	2 x 30 x 70	4.200
Bandhülle	80 mm	C3D20R	2 x 16 x 60	1.920
Sattel	88 mm	C3D8R	2 x 6 x 22	264

Bei der äußeren Gleitung wurde die Litze exakt wie in den Kriechsimulationen 90 mm lang modelliert. Hier war es der Sattel, auf den besonders geachtet werden musste. Es wurde entschieden, eine äußere Gleitung bis zu einem Gleitweg von 90 mm zu simulieren.

Die äußere Gleitung stellt im Vergleich zur inneren Gleitung numerisch gesehen keine so große Herausforderung dar, da sich in der Gleitfuge lediglich regelmäßig geformte Körper gegeneinander bewegen. Bei einer Spanngliedlänge von 80 mm und einem Gleitweg von 90 mm kann auf dem Sattel die unterschiedliche Beanspruchung über den Verlauf der Gleitung recht anschaulich dargestellt werden. Mit der Festlegung eines Gleitweges von 90 mm und einem Sicherheitsüberstand des Sattels von an beiden Enden 5 mm ergab sich eine erforderliche Sattellänge von 180 mm. Der Sattel wurde 30 mm breit modelliert, die Sattelhöhe wurde analog zur bauaufsichtlichen Zulassung entweder zu $h = 3$ mm (Edelstahlsattel) oder zu $h = 6$ mm (PE-HD-Sattel) gewählt [28]. Daraus

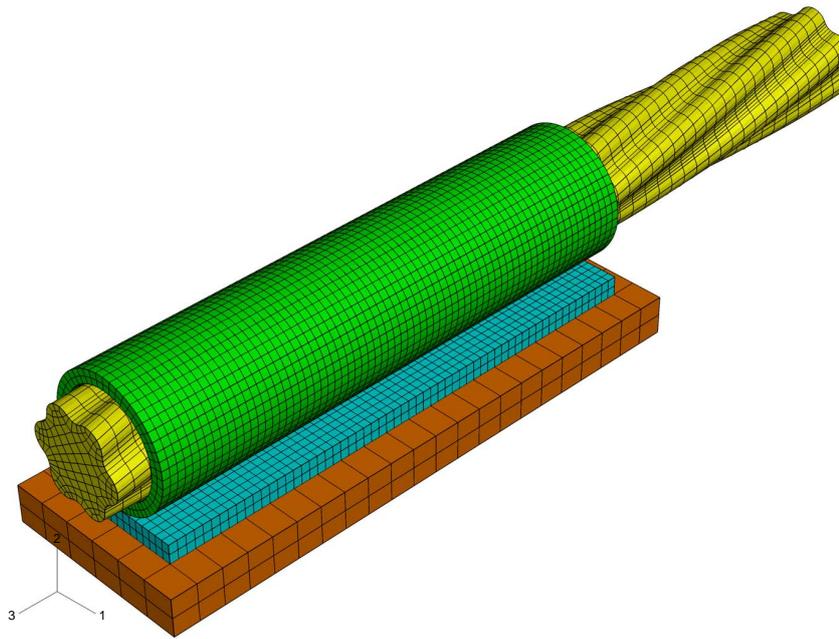


Bild 6.19: Gewählte Vernetzung für das FE-Modell zur Simulation einer inneren Gleitung

ergaben sich entweder zwei oder drei Elemente in Dickenrichtung, wobei jeweils lineare Elemente verwendet wurden (Bezeichnung: C3D8). Zur Definition des korrosionsgeschützten Stahlsattels wurde ein linear-elastisches Materialverhalten mit einem E-Modul von 210.000 N/mm^2 und einer Querdehnzahl von 0,20 verwendet. Bei den zu erwartenden und für Stahl als niedrig einzustufenden Querpressungen in der Fuge zwischen Bandhülle und Sattel ist dies eine gerechtfertigte Vereinfachung. Tabelle 6.5 fasst die gewählte Elementierung für die Simulation der äußeren Gleitung zusammen. Bild 6.20 zeigt das so vernetzte FE-Modell für äußere Gleitung.

Die Kontaktbedingungen wurden analog zur Kriechsimulation nach dem „Master-Slave-Prinzip“ definiert [1]. Zusätzlich musste hier noch Kontakt zwischen Monohülle und Bandhülle bzw. zwischen Bandhülle und Sattel definiert werden. Beim Kontakt zwischen der Monohülle und der Bandhülle wurde der Bandhülle die Rolle des Master zugewiesen. Die Monohülle war bereits Slave beim Kontakt zwischen ihr und der Litze. Der Reibungsbeiwert wurde zwischen Monohülle und Bandhülle einheitlich zu $\mu = 0,5$ recht groß gewählt. Da in Wirklichkeit keine mittlere Gleitung auftritt, war dieser Ansatz gerechtfertigt. Der hohe Reibungsbeiwert war für die Monohülle bei Simulation der inneren Gleitung recht hilfreich, da auf diese Weise ein hoher Anteil an Schubspannungen in dieser Kontaktfuge auf die Bandhülle übertragen werden konnte.

Tabelle 6.5: Gewählte Elementierung für das FE-Modell bei äußerer Gleitung

Körper	Länge	Elementtyp (ABAQUS)	Vernetzung b x h x t	Anzahl Elemente
Litze	90 mm	C3D20R	120 x 36	4.320
Monohülle, obere Hälfte	80 mm	C3D20R	2 x 24 x 70	3.360
Monohülle untere Hälfte	80 mm	C3D20	2 x 30 x 70	4.200
Bandhülle	80 mm	C3D20R	2 x 16 x 60	1.920
Sattel, PE-HD	180 mm	C3D8	3 x 15 x 90	4.050
Sattel, Edelstahl	180 mm	C3D8	2 x 15 x 90	2.700

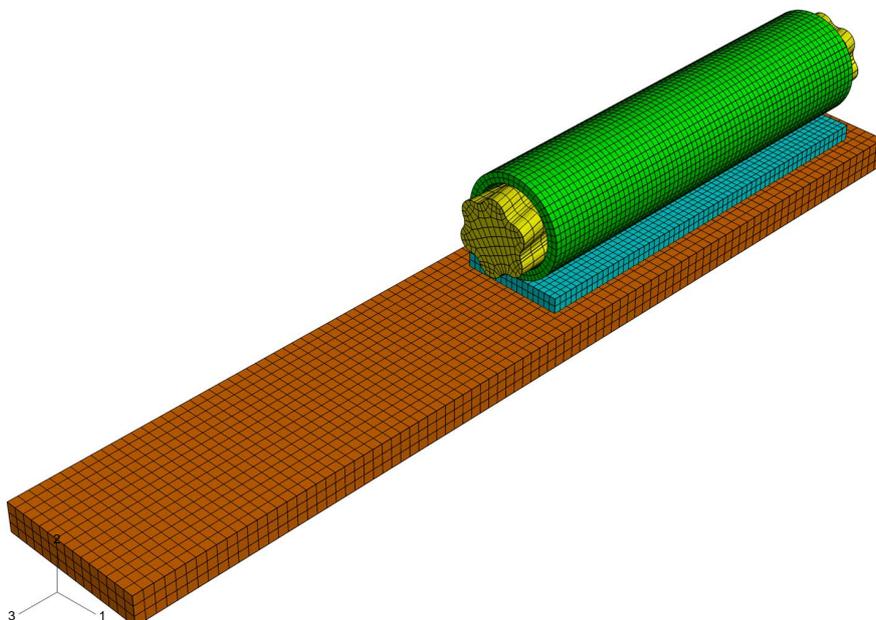


Bild 6.20: Gewählte Vernetzung für das FE-Modell zur Simulation einer äußeren Gleitung

Zwischen Bandhülle und Sattel erfolgte bei äußerer Gleitung eine Variation des Reibungsbeiwertes, wie in den Folgeabschnitten dargelegt werden soll. Grundsätzlich wurde der Sattel als Master und die Bandhülle als Slave definiert. Dieses Vorgehen ist bei innerer Gleitung auf Grund der Starrkörperdefinition des Sattels und bei äußerer Gleitung und Vorliegen eines Edelstahlsattels plausibel. Für einen Sattel aus PE-HD begegnen sich bei äußerer Gleitung ähnlich wie beim Kontakt zwischen Monohülle und Bandhülle in der Kontaktfuge gleiche Materialien. Hier wurde so verfahren, dass der gröber vernetzte Körper die Rolle des Master und der feiner vernetzte Körper die Rolle des Slave übernimmt.

Aus beiden FE-Modellen wird ersichtlich, dass jeweils nur die Situation einer quer gepressten Umhüllungsschichtenfolge aus Bandhülle und Monohülle betrachtet wurde. Dies entspricht der Situation, die bei einem einzelnen umgelenkten Spannband vorliegt. Grundsätzliche Verhaltensweisen der Umhüllungen sowie deren Beanspruchungen bei Gleitungsprozessen können jedoch auch mit diesen Modellen dargestellt und erläutert werden.

Bei den zu definierenden Lagerungsbedingungen der einzelnen Körper wurde versucht, deren reale Situation in einem Umlenksattel bei Vorhandensein weiterer Bänder bzw. Litzen zu berücksichtigen. Die Monohülle wurde daher am linken und rechten Scheitel in Querrichtung gehalten, da in Wirklichkeit hier entweder eine Nachbarlitze oder die Bandhülle bzw. der Umlenkkasten eine seitliche Verschiebung verhindern. Ein Mitverschieben der Monohülle mit der Litze wurde bei innerer Gleitung durch entsprechende Lagerungsbedingungen in Gleitungsrichtung unterbunden. Die Bandhülle wurde seitlich in Querrichtung gehalten. Bei innerer Gleitung wurde hier ebenfalls ein Mitverschieben durch Lagerungsbedingungen verhindert. Der Sattel wurde im Modell für innere Gleitung als starrer Körper definiert. Daher war eine statisch bestimmte Lagerung im Referenzpunkt ausreichend. Bild 6.21 zeigt mit entsprechenden Symbolen die jeweils gewählten Lagerungen der Umhüllungen beim Modell für die Simulation einer inneren Gleitung. Eine innere Gleitung wurde dadurch erreicht, dass die Litze um den gewünschten Betrag in 3-Richtung verschoben wurde. Die entsprechende Lagerung der Litze wurde hierfür im Verschiebungs-Lastschritt modifiziert. Die durch die Gleitung erzeugte Reibungskraft wurde als die Lagerreaktionskraft der Litze in Verschiebungsrichtung aufgefasst. Da sowohl eine rein translatorische Verschiebung der Litze simuliert werden sollte als auch eine kombinierte Translation mit einer Rotation der Litze um ihre Längsachse, musste im letzten Fall die Verdrehbehinderung der Litze um die 3-Achse bei der Gleitung aufgehoben werden.

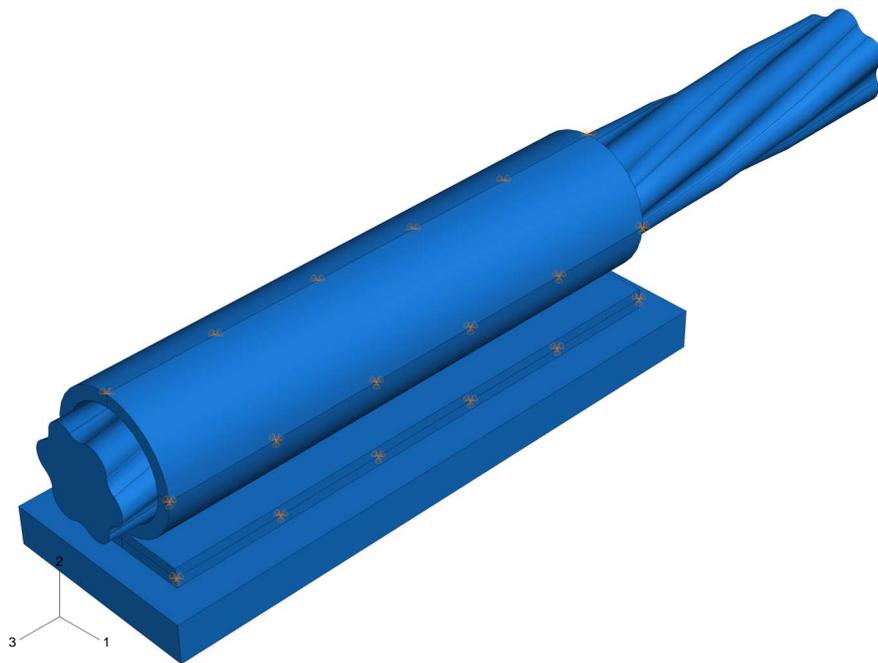


Bild 6.21: Lagerung des FE-Modells für die Simulation einer inneren Gleitung

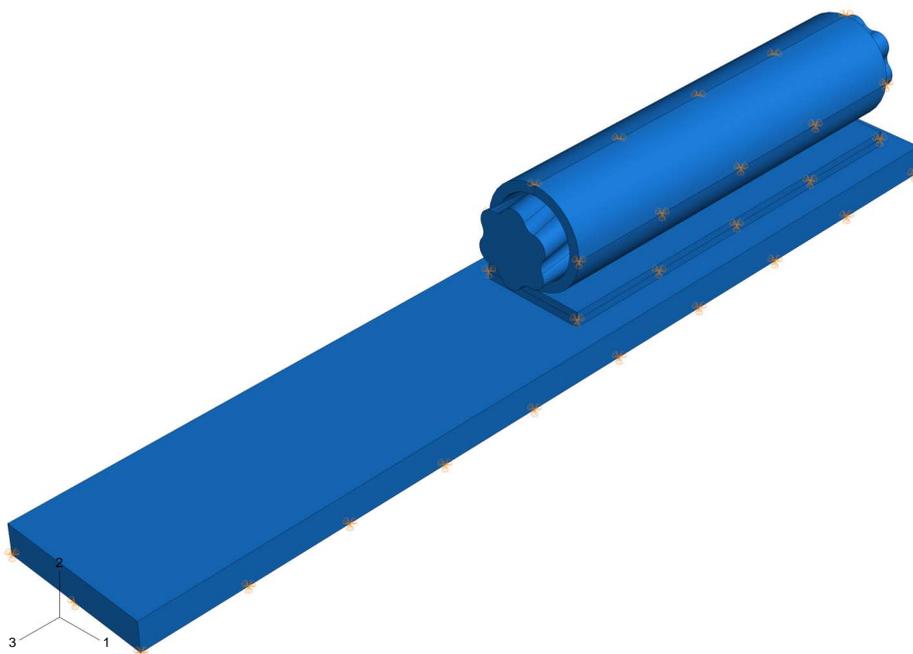


Bild 6.22: Lagerung des FE-Modells für die Simulation einer äußeren Gleitung

Beim Modell für die Simulation einer äußeren Gleitung wurden alle Körper außer dem Sattel über letzteren verschoben. Alternativ hätten die Körper in Ruhe bleiben und der Sattel eine entsprechende Verschiebung ausführen können. Dies wurde numerisch ebenfalls untersucht, hatte aber keine Auswirkungen auf die erforderliche Rechenzeit. Daher wurde der realere Fall betrachtet. Der Sattel wurde auf seiner Unterseite vollflächig in vertikaler Richtung gehalten. Zusätzlich wurde an beiden Längsseiten eine Verschiebung in Gleitungsrichtung und in Querrichtung verhindert. Dies entspricht einer gekammerten Lagerung der Sattelbodenplatte, ähnlich wie dies auch in der Baupraxis ausgeführt werden kann. Bild 6.22 zeigt die Lagerungen der Körper beim Modell für äußere Gleitung. Der durch die äußere Gleitung erzeugte Reibwiderstand wurde als aufsummierte Reaktionskraft der Sattellagerungen in Gleitungsrichtung aufgefasst.

Zur Vereinfachung wurden alle Berechnungen von Gleitsimulationen lediglich mit einer bestimmten und konstanten Querpressung durchgeführt. Andernfalls hätten beispielsweise bei einer vorausgehenden niedrigeren Querpressung mit Gleitsimulation die sich anschließende höhere Querpressung auf die alte Berechnung aufsetzen und eine erneute Gleitsimulation unter der nun höheren Querpressung stattfinden müssen usw. So hätte auf der einen Seite das FE-Modell sehr viel größer werden müssen (deutlich länger zu modellierende Litze bzw. längerer Sattel), auf der anderen Seite wäre der numerische Aufwand enorm angestiegen. Durch die hier gewählte Art der Simulation wird zwar die Vorgeschichte der Umhüllungen bei einer niedrigen Pressung und Gleitung vernachlässigt. Andererseits findet durch eine höhere Querpressung immer auch eine weitere Verformung in den Umhüllungen statt, so dass der Einfluss der Vorgeschichte verringert wird. Unabhängig von einer vorausgehenden Gleitung bei einer niedrigeren Querlast treten die höheren und damit maßgebenden Beanspruchungen immer bei einer Folgegleitung mit höherer Querlast auf.

Bei der Auswertung der Gleitungssimulationen wurden die sich bei sonst gleichen Randbedingungen (vgl. im folgenden Abschnitt dargelegte Parameterwahl) ergebenden Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen für die unterschiedlichen Querlastniveaus der Anschaulichkeit halber in einem gemeinsamen Diagramm als zusammenhängende Kurvenverläufe dargestellt.

6.2.3 Parameterwahl für die Gleitsimulationen

6.2.3.1 Innere Gleitung

Die innere Gleitung stellte numerisch gesehen höhere Anforderungen an das Rechenprogramm. Um das grundsätzliche Verhalten eines Spannungsglieds bei einer solchen Gleitung zu untersuchen, wurde es als ausreichend erachtet, Querpressungen bis maximal 75 % zu simulieren. Obwohl in den Versuchen mit innerer Gleitung jeweils nur eine rein translatorische Litzenverschiebung beobachtet wurde, erfolgte zu Vergleichszwecken bei einer gewählten Gleitgeschwindigkeit zusätzlich noch die Simulation mit einer schraubenartigen Litzenbewegung. Weitere Parameter wurden in Anlehnung an die praktischen Gleitungsversuche festgelegt und können unter Berücksichtigung der vorherigen Anmerkungen wie folgt zusammengefasst werden:

- Variation der Querpressungen: $Q = 25 \%$, $Q = 50 \%$, $Q = 75 \%$
- Variation der Gleitgeschwindigkeiten:
 $v = 10 \text{ mm/min}$, $v = 30 \text{ mm/min}$, $v = 50 \text{ mm/min}$
- Variation der Umgebungstemperaturen: $T = RT (25 \text{ }^\circ\text{C})$, $T = 35 \text{ }^\circ\text{C}$
- Variation der Art der Litzenbewegung: Rein translatorisch, Translation mit gleichzeitiger Rotation der Litze um ihre Längsachse
- Variation der anzusetzenden Reibungsbeiwerte zwischen Litze und Monohülle: $\mu = 0,005$, $\mu = 0,010$

Zusätzlich wurden Tastberechnungen mit weiteren Parametern durchgeführt. Diese Berechnungen fanden jeweils nur bei einer Querpressung ($Q = 50 \%$), einer bestimmten Gleitgeschwindigkeit ($v = 30 \text{ mm/min}$) und lediglich mit den Materialkennwerten für Raumtemperatur statt, um auf diese Weise den tendenziellen Einfluss auf das Gleitverhalten zu untersuchen. Folgende Parameter wurden hier gewählt:

- Variationen der Litzengeometrie: Variation der Schlaglänge, Betrachtung einer kompaktierten Litze
- Variation der Monohüllenwandstärke: Zusätzliche Betrachtung von $t = 1,75 \text{ mm}$, $t = 2,25 \text{ mm}$
- Variation der Standzeit unter Querlast vor Gleitungsbeginn

In Tabelle 6.6 sind die durchgeführten FE-Berechnungen mit innerer Gleitung zusammengefasst.

Tabelle 6.6: Darstellung der durchgeführten FE-Berechnungen zur Simulation von innerer Gleitung

Reibungsbeiwert Litze - Monohülle	Temperatur	Gleitgeschwindigkeit [mm/min]	Litzenverdrehung bei Gleitung möglich?	FE-Berechnungen mit innerer Gleitung bei Querpressungen von		
				Q = 25 % bzw. 37,5 kN/m	Q = 50 % bzw. 75,0 kN/m	Q = 75 % bzw. 112,5 kN/m
0,005	RT	10	nein	RUN 1	RUN 2	RUN 3
0,005	RT	30	nein	RUN 4	RUN 5	RUN 6
0,005	RT	50	nein	RUN 7	RUN 8	RUN 9
0,005	RT	30	ja	RUN 10	RUN 11	RUN 12
0,010	RT	10	nein	RUN 13	RUN 14	RUN 15
0,010	RT	30	nein	RUN 16	RUN 17	RUN 18
0,010	RT	50	nein	RUN 19	RUN 20	RUN 21
0,010	RT	30	ja	RUN 22	RUN 23	RUN 24
0,005	35 °C	10	nein	RUN 25	RUN 26	RUN 27
0,005	35 °C	30	nein	RUN 28	RUN 29	RUN 30
0,005	35 °C	50	nein	RUN 31	RUN 32	RUN 33
0,005	35 °C	30	ja	RUN 34	RUN 35	RUN 36
0,010	35 °C	10	nein	RUN 37	RUN 38	RUN 39
0,010	35 °C	30	nein	RUN 40	RUN 41	RUN 42
0,010	35 °C	50	nein	RUN 43	RUN 44	RUN 45
0,010	35 °C	30	ja	RUN 46	RUN 47	RUN 48
Variationen bei $\mu = 0,005$, T = RT, v = 30 mm/min, ohne Litzenverdrehung						
Litzenschlag 12 d				-	RUN 49	-
Litzenschlag 18 d				-	RUN 50	-
Kompaktlitze				-	RUN 51	-
Monohülle 1,75 mm				-	RUN 52	-
Monohülle 2,25 mm				-	RUN 53	-
Wartezeit 1 min				-	RUN 54	-
Wartezeit 5 min				-	RUN 55	-
Wartezeit 10 min				-	RUN 56	-

6.2.3.2 Äußere Gleitung

Die äußere Gleitung stellte vom Berechnungsaufwand her gesehen an das FE-Programm weniger hohe Anforderungen. In der Gleitfuge stießen regelmäßig geformte Körper aneinander. Da in der Gleitebene geringere Materialdeformationen mit geringen Einflüssen auf die Reibungskräfte zu erwarten waren, wurde der Berechnungsumfang im Vergleich zur inneren Gleitung etwas reduziert.

Es wurden zwei unterschiedliche Reibungsbeiwerte verwendet. Zunächst wurde ein Reibungsbeiwert von $\mu = 0,03$ angesetzt, der unterhalb des kleinsten Reibungsbeiwertes aus der Zulassung liegt, vgl. [28]. Dies könnte z.B. einem ideal gefetteten Sattel entsprechen, der einer äußeren Gleitung nur sehr geringe Widerstände entgegen stellt. Darüber hinaus wurde ein Reibungsbeiwert von $\mu = 0,09$ verwendet, der sich als Mittelwert aller in der bauaufsichtlichen Zulassung in Abhängigkeit von der Anzahl übereinander liegender Bänder angegebenen Reibungsbeiwerte errechnet, vgl. auch [28]:

$$\mu = 0,09 = \frac{1}{4} \cdot (0,06 + 0,08 + 0,10 + 0,12) \quad (6.7)$$

Geschwindigkeitseinflüsse auf das Verhalten bei äußerer Gleitung wurden als sehr viel geringer erachtet als bei innerer Gleitung. Daher wurden lediglich zwei Geschwindigkeiten numerisch simuliert ($v = 10$ und $v = 50$ mm/min).

Die untersuchten Parameter bei der Simulation einer äußeren Gleitung können folgendermaßen zusammengefasst werden:

- Variation der Querpressungen:
 $Q = 25 \%$, $Q = 50 \%$, $Q = 75 \%$, $Q = 100 \%$
- Variation der Gleitgeschwindigkeiten:
 $v = 10$ mm/min, $v = 50$ mm/min
- Variation der Umgebungstemperaturen: $T = RT$ (25°C), $T = 35^\circ\text{C}$
- Variation des Sattelmateriale: PE-HD, Edelstahl
- Variation der anzusetzenden Reibungsbeiwerte zwischen Bandhülle und Sattel: $\mu = 0,03$, $\mu = 0,09$

Bei höheren Umgebungstemperaturen wurde der Umfang der Berechnungen reduziert. Hier beschränkten sich die Simulationen auf die beiden höchsten Querpressungsstufen und einen Sattel aus PE-HD, da lediglich für diesen Fall von einem eventuell vorhandenen Deformationsanteil der Reibungskraft ausgegangen wurde.

Tabelle 6.7: Darstellung der durchgeführten FE-Berechnungen zur Simulation von äußerer Gleitung

Reibungsbeiwert Sattel - Bandhülle	Temperatur	Gleitgeschwindigkeit [mm/min]	Sattelmateriale	FE-Berechnungen mit äußerer Gleitung bei Querpressungen von			
				Q = 25 % bzw. 37,5 kN/m	Q = 50 % bzw. 75,0 kN/m	Q = 75 % bzw. 112,5 kN/m	Q = 100 % bzw. 150,0 kN/m
0,030	RT	10	PE-HD	RUN 1	RUN 2	RUN 3	RUN 4
0,030	RT	50	PE-HD	RUN 5	RUN 6	RUN 7	RUN 8
0,090	RT	10	PE-HD	RUN 9	RUN 10	RUN 11	RUN 12
0,090	RT	50	PE-HD	RUN 13	RUN 14	RUN 15	RUN 16
0,030	RT	10	Edelstahl	RUN 17	RUN 18	RUN 19	RUN 20
0,030	RT	50	Edelstahl	RUN 21	RUN 22	RUN 23	RUN 24
0,090	RT	10	Edelstahl	RUN 25	RUN 26	RUN 27	RUN 28
0,090	RT	50	Edelstahl	RUN 29	RUN 30	RUN 31	RUN 32
0,030	35 °C	10	PE-HD	-	-	RUN 33	RUN 34
0,030	35 °C	50	PE-HD	-	-	RUN 35	RUN 36
0,090	35 °C	10	PE-HD	-	-	RUN 37	RUN 38
0,090	35 °C	50	PE-HD	-	-	RUN 39	RUN 40
Variationen bei $\mu = 0,030$, $v = 10$ mm/min, Sattel aus PE-HD							
PE-HD-Sattel 4 mm				-	-	RUN 41	-
PE-HD-Sattel 8 mm				-	-	RUN 42	-
Bandhülle 2 mm				-	-	RUN 43	-
Bandhülle 4 mm				-	-	RUN 44	-
Materialkennwerte für T = 45 °C				-	-	RUN 45	-

Zusätzlich wurden Tastberechnungen mit weiteren Parametern durchgeführt. Diese Berechnungen fanden jeweils nur bei einer Querpressung ($Q = 75\%$) und mit einer bestimmten Geschwindigkeit ($v = 10$ mm/min) statt, um auf diese Weise ähnlich wie bei innerer Gleitung den tendenziellen Einfluss auf eine äußere Gleitung zu untersuchen. Außerdem wurde hierfür lediglich ein Sattel aus PE-HD verwendet. Folgende Parameter wurden hier gewählt:

- Variation der Bandhüllenwandstärke: $t = 2 \text{ mm}$, $t = 4 \text{ mm}$
- Variation der Dicke eines PE-HD-Sattels: $t = 4 \text{ mm}$, $t = 8 \text{ mm}$
- Ansatz der Materialkennwerte des PE-HD für $T = 45 \text{ °C}$

In Tabelle 6.7 sind die durchgeführten FE-Berechnungen mit äußerer Gleitung zusammenfassend dargestellt.

6.2.4 Ergebnisse der Simulationen mit innerer Gleitung

6.2.4.1 Einfluss der Geschwindigkeit und der Art der Litzenbewegung

Betrachtet man die folgenden vier Diagramme (Bilder 6.23 bis 6.26) und beachtet zunächst nicht die Litzenbewegung mit freier Verdrehbarkeit um ihre Längsachse (in allen Bildern mit „frei“ gekennzeichnet), so kann eine sehr große Ähnlichkeit bzw. Verwandtschaft zu den praktischen Versuchen mit innerer Gleitung und den daraus ermittelten Kraft-Gleitweg-Beziehungen festgestellt werden, vgl. Bild 5.15. Bei den praktischen Versuchen wurde während der Gleitung ebenfalls keine Verdrehung der Litzen beobachtet.

Vor allem für $Q = 50 \%$ und $Q = 75 \%$ ist ein stark kurvenförmig gekrümmter Verlauf der Reibungskraft erkennbar. Es bildet sich ein Maximalwert aus und im Anschluss daran fällt die Reibungskraft wieder deutlich ab. Für alle Kurvenverläufe liegt der gegenseitige Abstand zwischen lokalem Maximum und dazugehörigem Minimum bei ca. 40 mm. Dies entspricht in etwa dem gegenseitigen Abstand von sich entsprechenden Oberflächenformen auf dem Litzenmantel, der durch die Schlaglänge bestimmt wird. Der Kraftabfall kann mit dem erneuten Eintreffen eines Außendrahtes in einem bereits durch den Nachbaraußendraht gebildeten Riefenbett auf der Monohüllenoberfläche gedeutet werden. Der erneute Anstieg, der vor allem für $Q = 25 \%$ und $Q = 50 \%$ beobachtet werden kann, ist auf das weitere zeitabhängige Verformungsvermögen des PE-HD zurückzuführen. Für höhere Querpressungen vergrößert sich der Abstand zwischen dem lokalen Maximum der Reibungskraft und dem dazugehörigen Minimum. Dies ist auf stärkere Verformungen im Kunststoff zurückzuführen, so dass sich die gebildeten Eindrückfiguren in der Monohülle verstärken und sich die Bereiche der größten Stauungen weiter ausdehnen.

Unabhängig vom angesetzten Reibungsbeiwert zwischen Litze und Monohülle und unabhängig von der Umgebungstemperatur konnte festgestellt werden, dass höhere Gleitgeschwindigkeiten zu niedrigeren Reibungskräften führen. Sowohl die maximal auftretenden Reibwiderstände

als auch berechnete mittlere Reibwiderstände ergeben für $v = 50$ mm/min bei jeder Querlaststufe die kleinsten Werte. Dies ist auf ein schnelleres Ende der Gleitbewegung bei höheren Geschwindigkeiten zurückzuführen, wodurch dem Kunststoff für seine Kriechverformungen eine kürzere Zeit verbleibt.

Ein völlig anderes Verhalten zeigt sich für den Fall, dass sich die Litze während der inneren Gleitung frei verdrehen kann. Die dadurch erzeugten Reibwiderstände sind sehr viel geringer und innerhalb jeder Querlaststufe nahezu konstant. Der auf Grund der Verformung der Monohülle entgegen gebrachte Widerstand des Kunststoffs gegen eine Gleitung der Litze kann hier vernachlässigt werden, da sich die Litzenaußendrähthe wegen der schraubenartigen Verdrehung kein neues Riefenbett in der Monohülle suchen müssen. Dies wird durch Bild 6.27 bestätigt, in dem die sich ergebenden vertikalen Verschiebungen der unteren Monohüllenhälfte in Abhängigkeit von der Litzenbewegung dargestellt sind. Eine weitere Bestätigung der Monohüllenbeanspruchungen bei innerer Gleitung zeigt Bild 6.28, in welchem die vertikale Verschiebung eines Knotens auf der inneren Monohüllenoberfläche über den Gleitweg dargestellt ist, vgl. hierzu auch [80]. Dabei wird exemplarisch für eine Querlast von 50 % und eine Gleitgeschwindigkeit von 30 mm/min bei Raumtemperatur die vertikale Verschiebung des selben Knotens für eine Gleitung ohne Verdrehung der Litze mit einer solchen verglichen, bei der sich die Litze während der Gleitung frei verdrehen kann. Beide Kurven starten im selben Punkt, da die Laststeigerung für beide Berechnungen identisch war, vgl. auch Bild 6.27. Recht gut ersichtlich ist in Bild 6.28 ebenfalls die stattfindende Belastung mit nachfolgender leichter Entlastung und erneuter Belastung der Monohülle durch die rein translatorische Bewegung der Litzenaußendrähthe. Die lokalen Minima liegen wiederum etwa 40 mm voneinander entfernt, was mit der Schlaglänge der Litze korreliert. Bei der Kurve für die freie Verdrehbarkeit der Litze sind die vertikalen Verformungszunahmen der Monohülle allein auf die zeitabhängigen Kriechverformungen zurückzuführen und würden bei einer äußeren Gleitung in der gleichen Größenordnung liegen. Abrasionsprozesse durch das Reiben der Litze an der Monohülle werden auf Grund der Fettung bei dieser Betrachtungsweise vernachlässigt. Eine innere Gleitung mit Verdrehung der Litze führt daher zu ähnlichen Beanspruchungen für die Spanngliedumhüllungen wie eine äußere Gleitung.

Man sollte an dieser Stelle darauf hinweisen, dass aus den im Diagramm dargestellten vertikalen Verschiebungen nicht unmittelbar auf die Stauchung der Monohülle im betrachteten Querschnitt geschlossen werden kann, da unterhalb der Monohülle mit der Bandhülle eine weitere nachgiebige Schicht vorliegt und die Verschiebungen den Gesamtverschiebungen in vertikaler Richtung entsprechen.

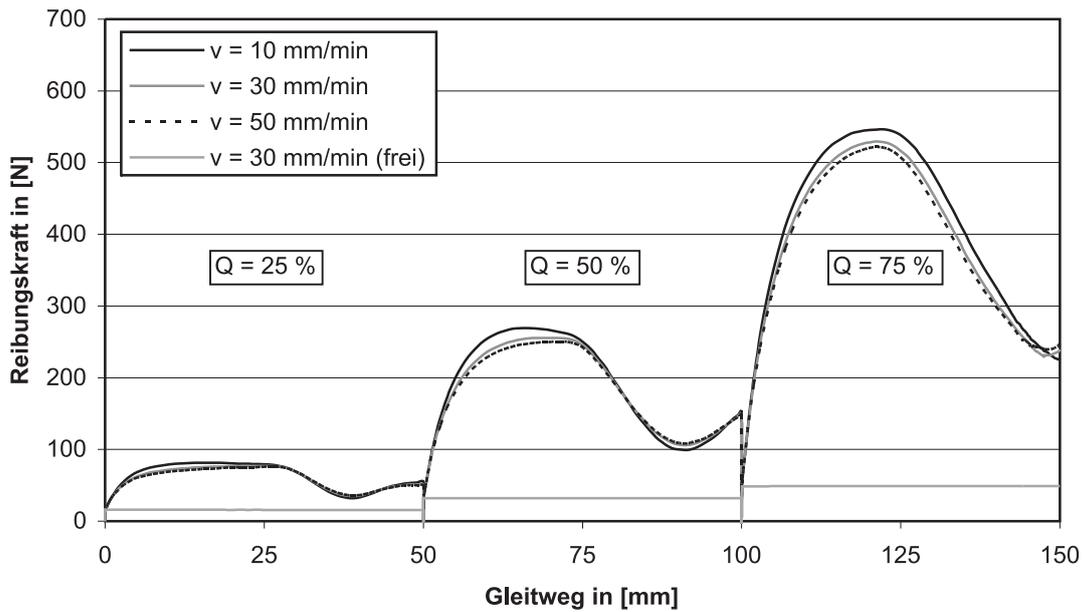


Bild 6.23: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $T = RT$, Einfluss unterschiedlicher Geschwindigkeiten und Bewegungsarten

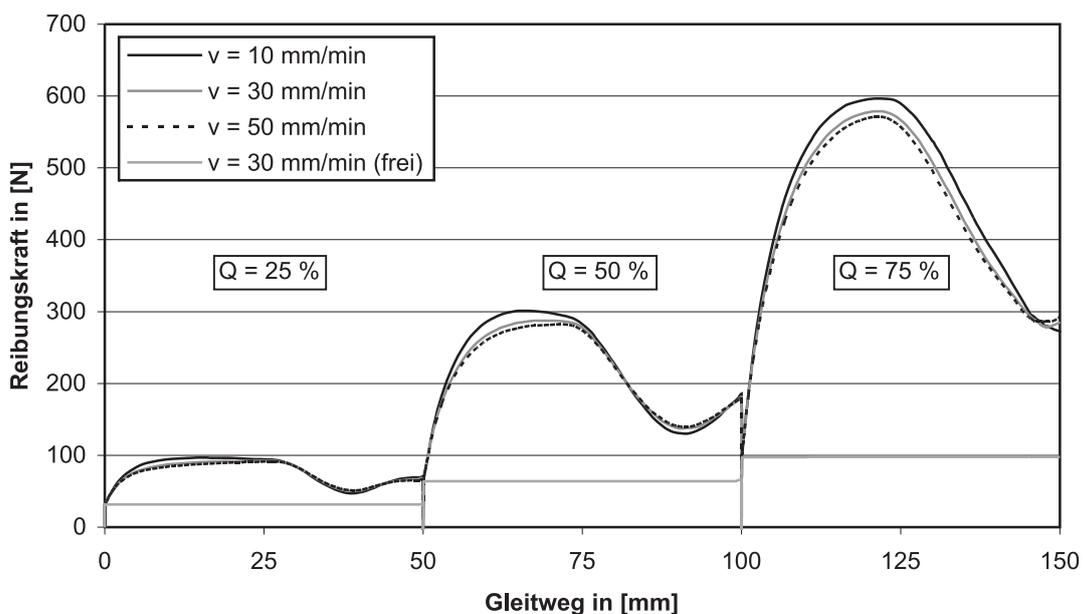


Bild 6.24: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,010$, $T = RT$, Einfluss unterschiedlicher Geschwindigkeiten und Bewegungsarten

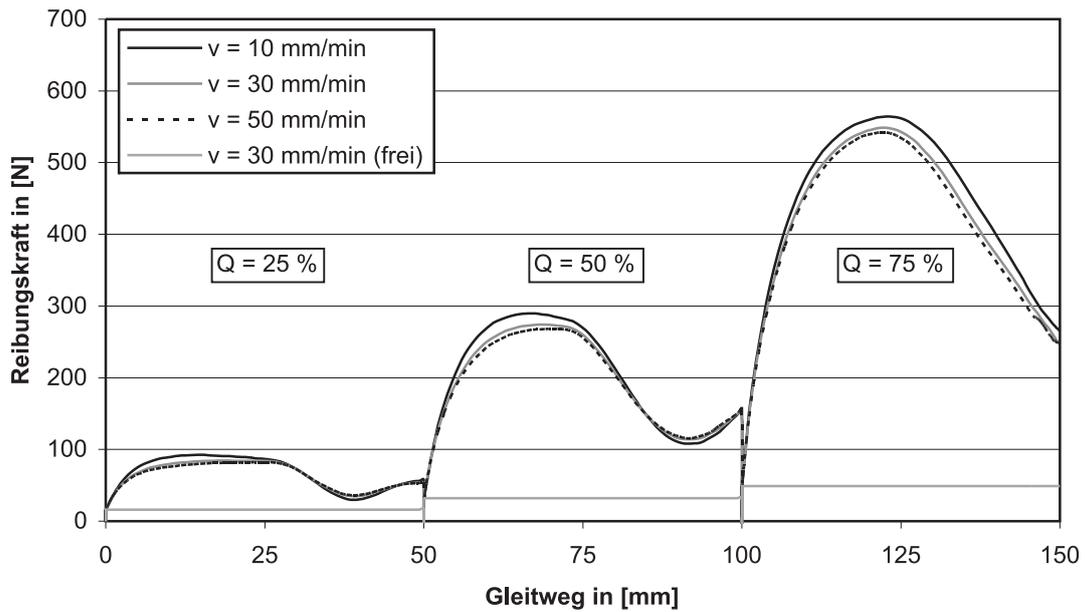


Bild 6.25: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $T = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, Einfluss unterschiedlicher Geschwindigkeiten und Bewegungsarten

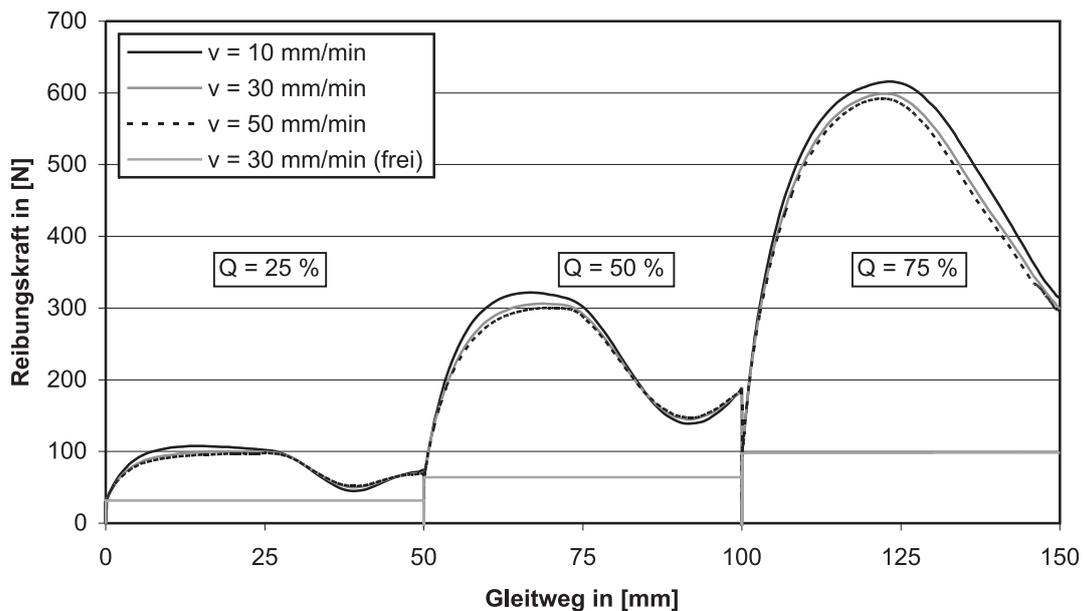


Bild 6.26: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,010$, $T = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, Einfluss unterschiedlicher Geschwindigkeiten und Bewegungsarten

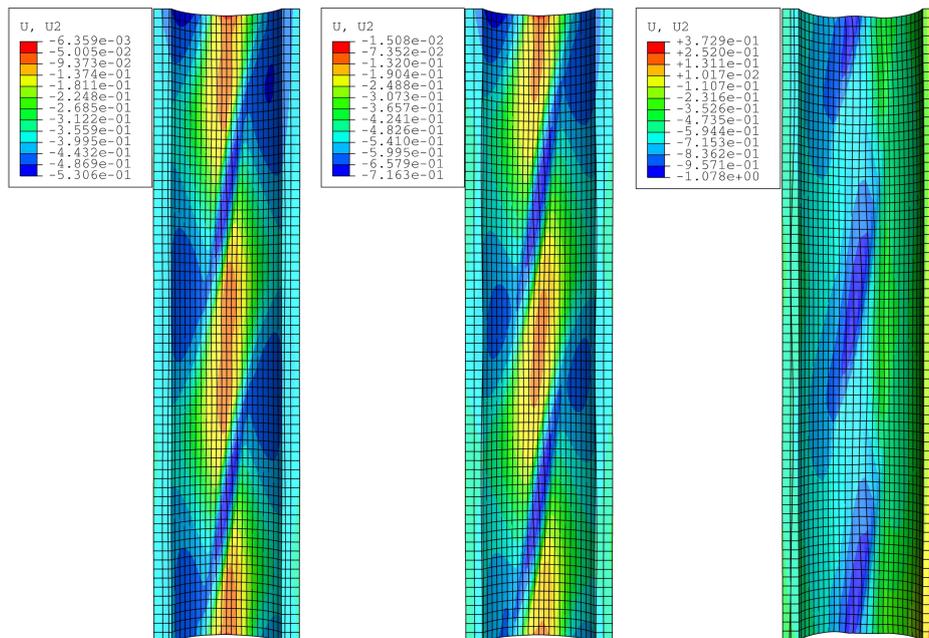


Bild 6.27: Vertikale Verformungen der unteren Monohüllenhälfte in [mm] bei $\mu = 0,005$, $Q = 50\%$, $T = RT$, von links nach rechts: Situation nach der Querlastaufbringung, Situation nach einer inneren Gleitung mit $v = 30$ mm/min und freier Litzenverdrehbarkeit, Situation nach einer inneren Gleitung mit $v = 30$ mm/min ohne Verdrehbarkeit der Litze

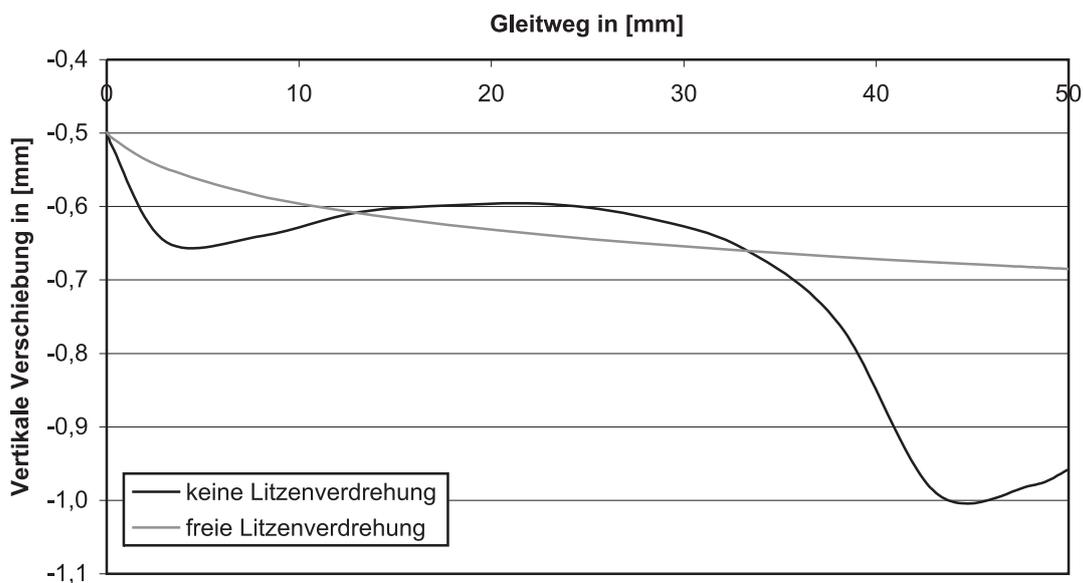


Bild 6.28: Vergleich der vertikalen Verschiebung eines Knotens auf der Innenfläche der Monohülle für verschiedene Litzenbewegungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $Q = 50\%$, $v = 30$ mm/min, $T = RT$

6.2.4.2 Einfluss der Umgebungstemperatur

Für jede untersuchte Gleitgeschwindigkeit kann übereinstimmend festgestellt werden, dass eine höhere Umgebungstemperatur zu einem Anstieg der Reibwiderstände führt, vgl. Bilder 6.29 bis 6.31. Dies gilt auch bei Ansatz eines höheren Reibungsbeiwertes zwischen Litze und Monohülle, vgl. Bilder 6.33 bis 6.35, wobei hier die entsprechenden Kurven im Vergleich zu den Diagrammen mit niedrigerem Reibungsbeiwert scheinbar um einen bestimmten Betrag parallel nach oben verschoben verlaufen.

Für die schraubenartige Litzenverdrehung ist so gut wie kein Temperatureinfluss auf die Reibungskräfte erkennbar, vgl. Bild 6.32 und Bild 6.36. Bei Vergleich dieser beiden Bilder kann man jedoch erkennen, dass eine Verdopplung des Reibungsbeiwertes (von $\mu = 0,005$ auf $\mu = 0,010$) für jede untersuchte Querlaststufe zu doppelt so großen Reibungskräften führt.

Diese Feststellungen führen zu einer anderen Betrachtungsweise der Reibungskräfte, die im folgenden Abschnitt dargelegt werden soll.

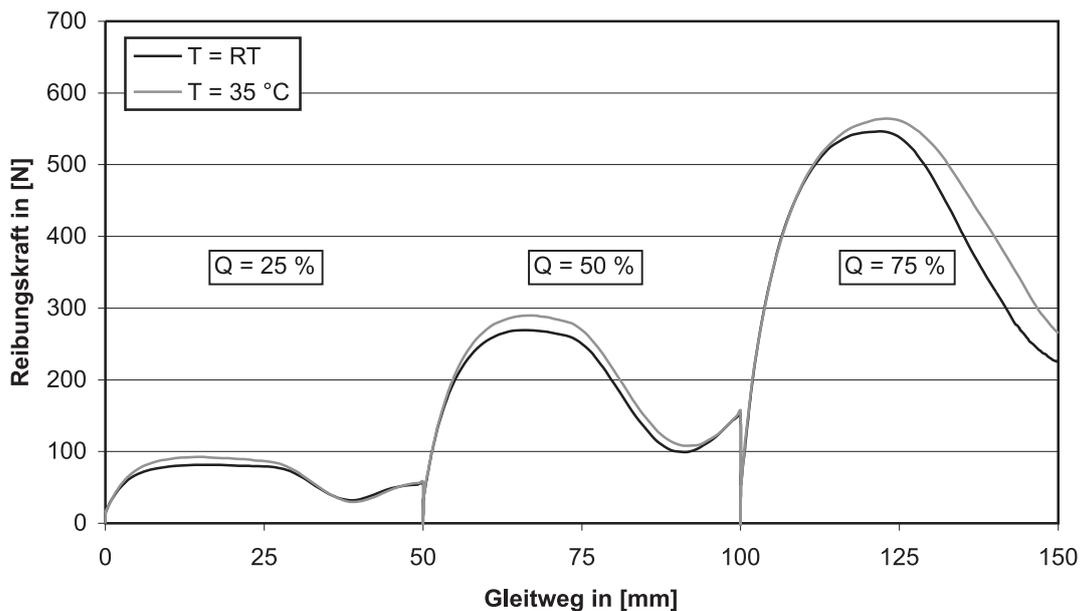


Bild 6.29: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $v = 10$ mm/min, Einfluss der Umgebungstemperatur

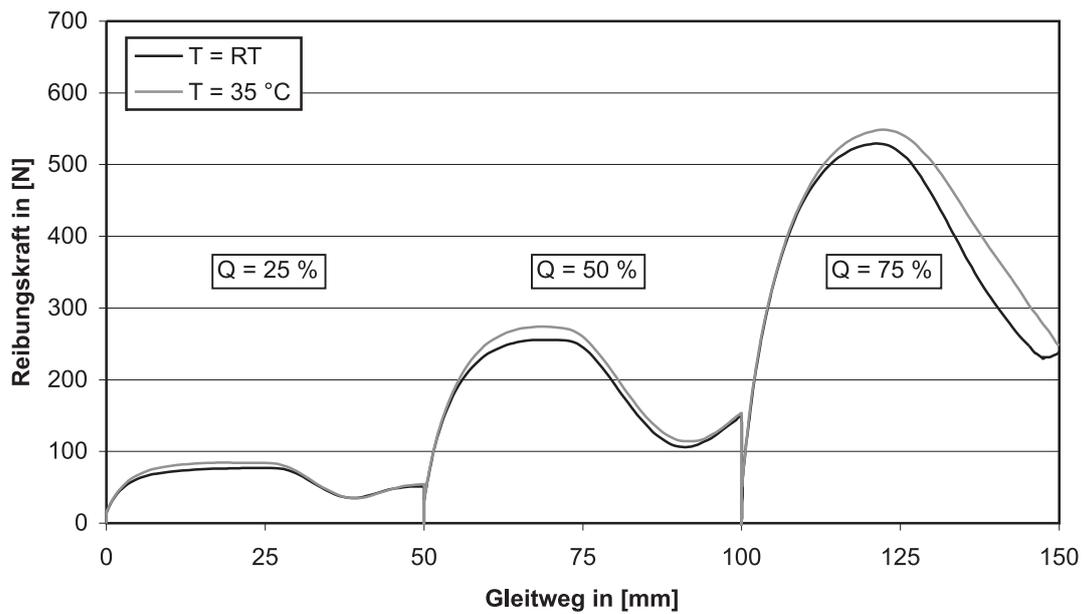


Bild 6.30: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $v = 30$ mm/min, Einfluss der Umgebungstemperatur

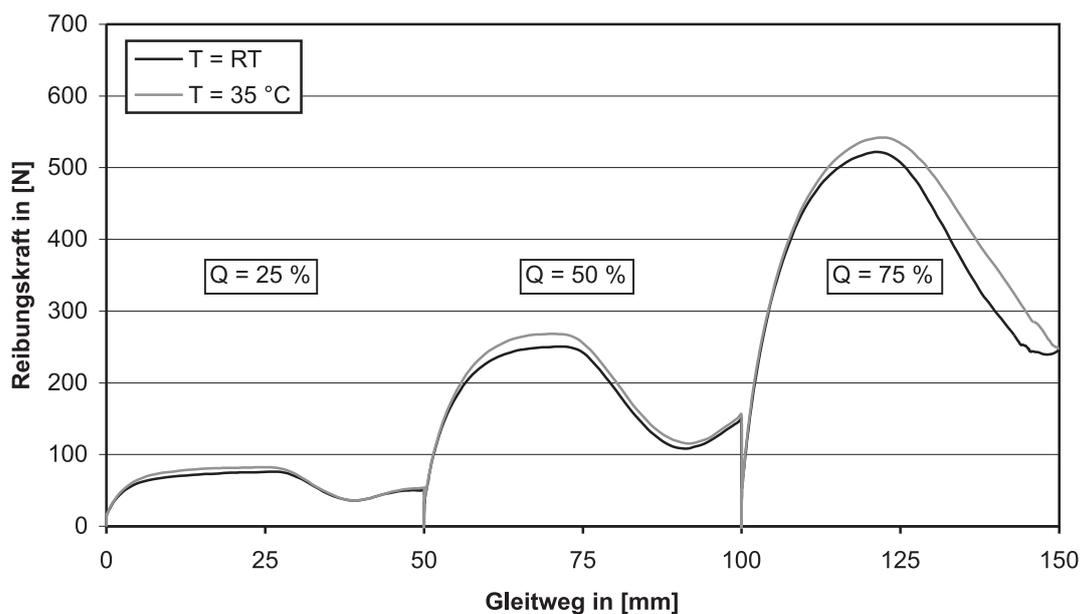


Bild 6.31: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $v = 50$ mm/min, Einfluss der Umgebungstemperatur

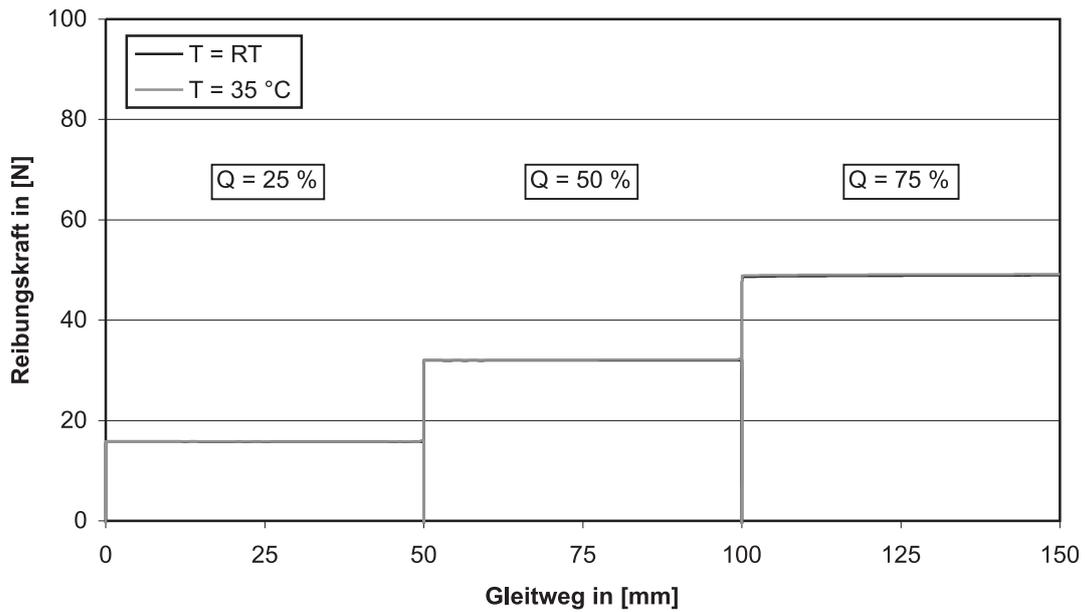


Bild 6.32: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $v = 30 \text{ mm/min}$ (frei), Einfluss der Umgebungstemperatur

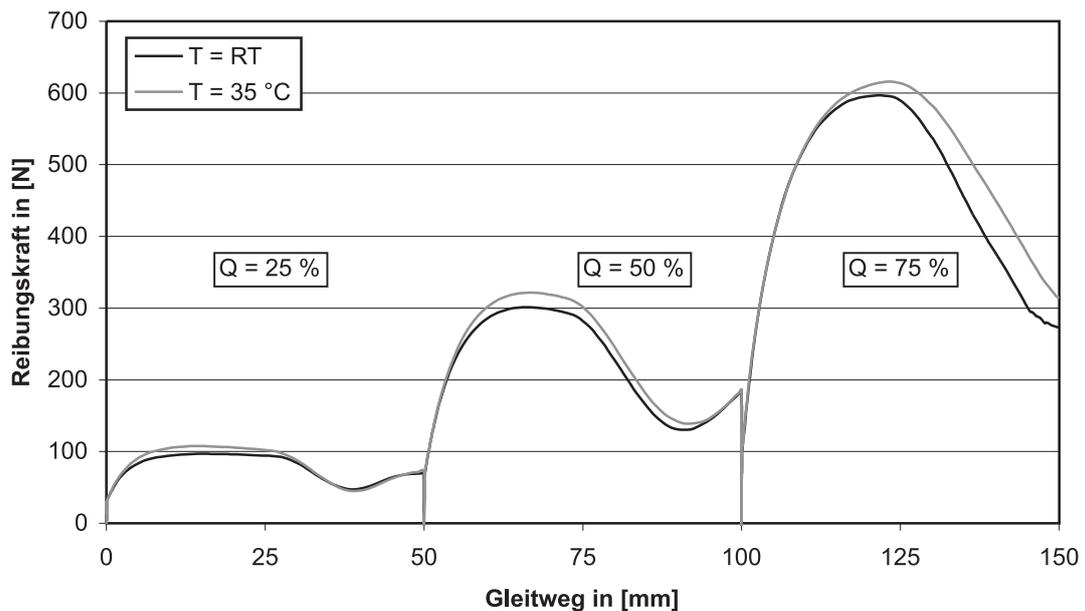


Bild 6.33: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,010$, $v = 10 \text{ mm/min}$, Einfluss der Umgebungstemperatur

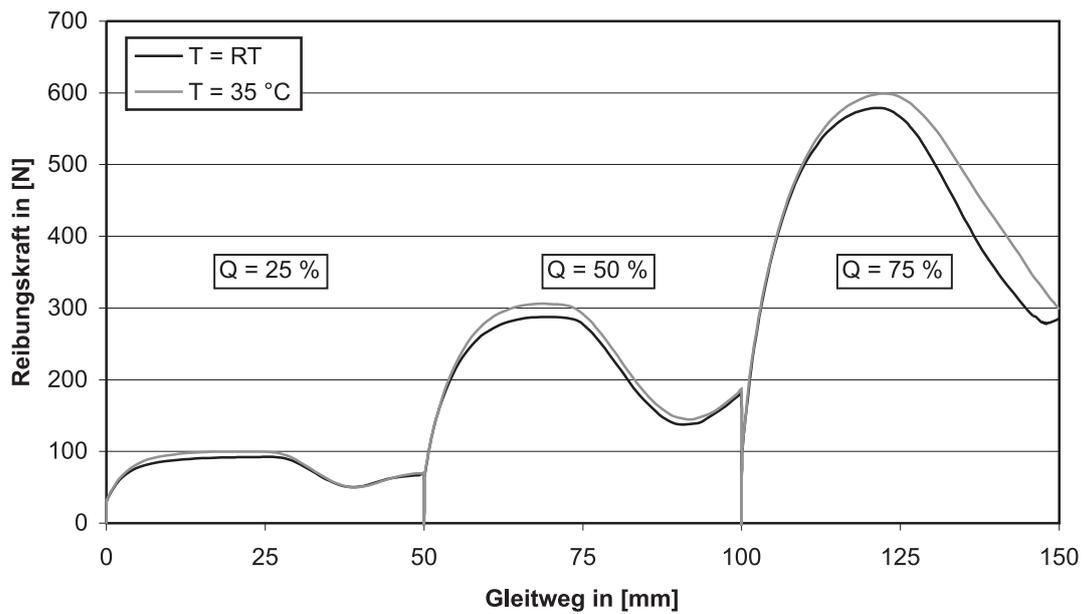


Bild 6.34: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,010$, $v = 30$ mm/min, Einfluss der Umgebungstemperatur

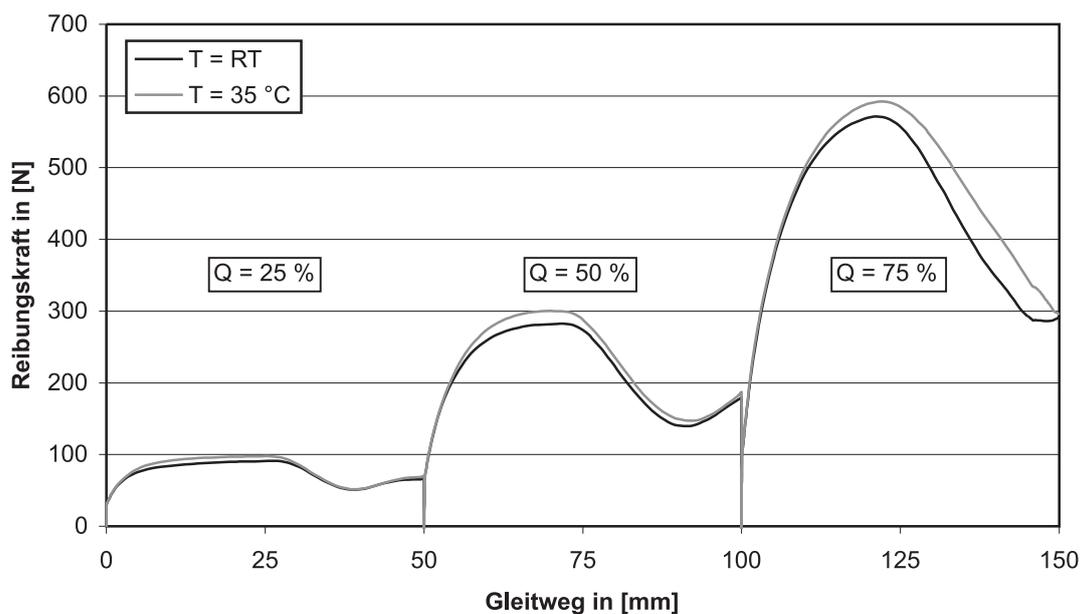


Bild 6.35: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,010$, $v = 50$ mm/min, Einfluss der Umgebungstemperatur

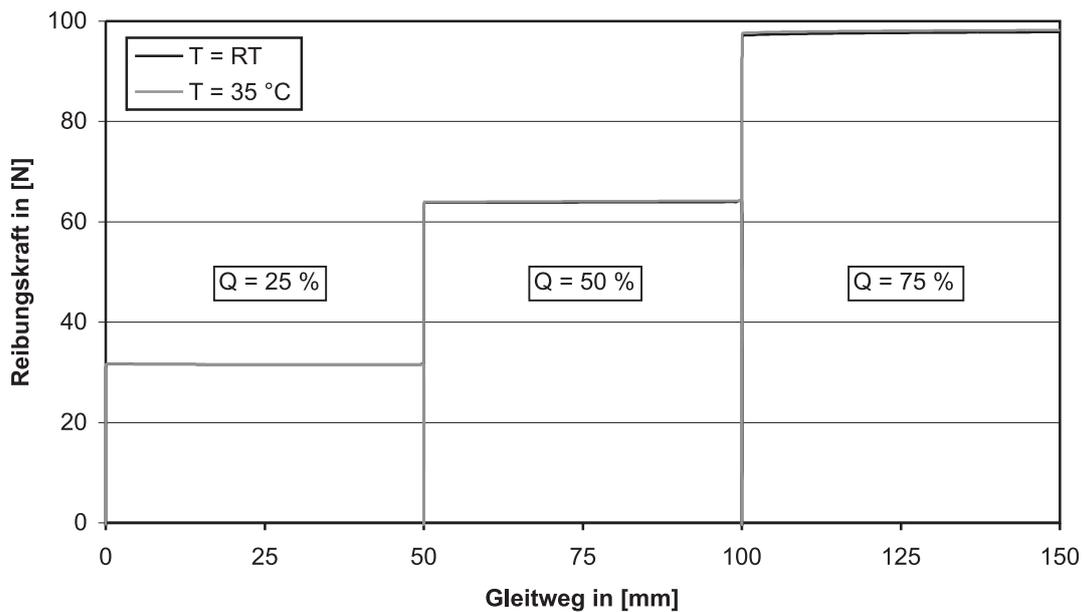


Bild 6.36: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,010$, $v = 30 \text{ mm/min}$ (frei), Einfluss der Umgebungstemperatur

6.2.4.3 Einfluss des Reibungsbeiwertes, Deformationsanteil der Reibungskraft

Die bereits angestellte Vermutung einer durch Veränderung des Reibungsbeiwertes zwischen Litze und Monohülle ausgelöste Parallelverschiebung der Reibungskurven soll mit der in den beiden folgenden Diagrammen gewählten Darstellungsweise belegt werden, vgl. Bild 6.37 und Bild 6.38. Da für eine Gleitgeschwindigkeit von 30 mm/min sowohl Berechnungen mit einer reinen Litzenverschiebung als auch mit einer freien Verdrehbarkeit der Litze während der Gleitung durchgeführt wurden, konnten die hier gezeigten Darstellungen erzeugt werden.

Zunächst wurde für die Simulation mit freier Verdrehbarkeit der Litze in jeder Laststufe ein gewichteter Mittelwert der erzeugten Reibungskraft errechnet. Dabei wurde das gleiche Vorgehen wie in Kapitel 5 entsprechend Gleichung (5.2) angewandt. Diese Mittelwerte wurden nun von den ausgegebenen Reibungskräften für die Berechnungen mit rein translatorischer Litzenbewegung subtrahiert.

Durch die hier gezeigte Darstellungsweise war es möglich, die Reibungskraft bei innerer Gleitung in die beiden Bestandteile „Deformationsanteil“ und „Adhäsionsanteil“ zu untergliedern, wie es Uetz und Wiedemeyer für tribologische Systeme zwischen Polymeren und einem Gegenstoff bereits vorgeschlagen haben, vgl. [119] und Kapitel 3. Der in

Bild 6.37 und Bild 6.38 dargestellte Deformationsanteil ist als als Differenz zwischen der sich ergebenden Reibungskraft bei einer rein translatorischen und einer schraubenartigen Litzenbewegung aufzufassen. Man kann erkennen, dass dieser Anteil unabhängig vom gewählten Reibungsbeiwert ist, da die beiden Kurven in den Diagrammen deckungsgleich übereinander liegen. Mit höherer Umgebungstemperatur verlaufen die Kurven im Diagramm weiter oben (Bild 6.38), d.h. die Reibwiderstände werden größer. Wie bereits angedeutet, ist dies auf das weichere Materialverhalten bei höheren Temperaturen zurückzuführen, was dazu führt, dass sich der Kunststoff stärker verformt und so bei einer Litzen Gleitung eine stärkere Deformation des Kunststoffmaterials stattfinden muss.

Der zweite Anteil der Reibungskraft wird durch den Adhäsionsanteil gebildet. Dieser Anteil ist an jeder inneren Gleitung beteiligt, sei sie rein translatorisch oder translatorisch/rotatorisch. Der Deformationsanteil spielt lediglich bei der rein translatorischen Litzenbewegung eine Rolle. Seine Größe richtet sich in deutlicherem Maße nach der Höhe der Querpressung als beim Adhäsionsanteil. Beim Adhäsionsanteil kann von einem annähernd konstanten Verhältnis von Querpressung und Größe dieses Anteils ausgegangen werden. Beim Deformationsanteil liegt ein überproportionaler Zusammenhang mit der Höhe der Querpressung vor. Für die Größe des Adhäsionsanteils ist lediglich die Höhe des Reibungsbeiwertes zwischen gefetteter Litze und Monohülle maßgebend, vgl. auch [17].

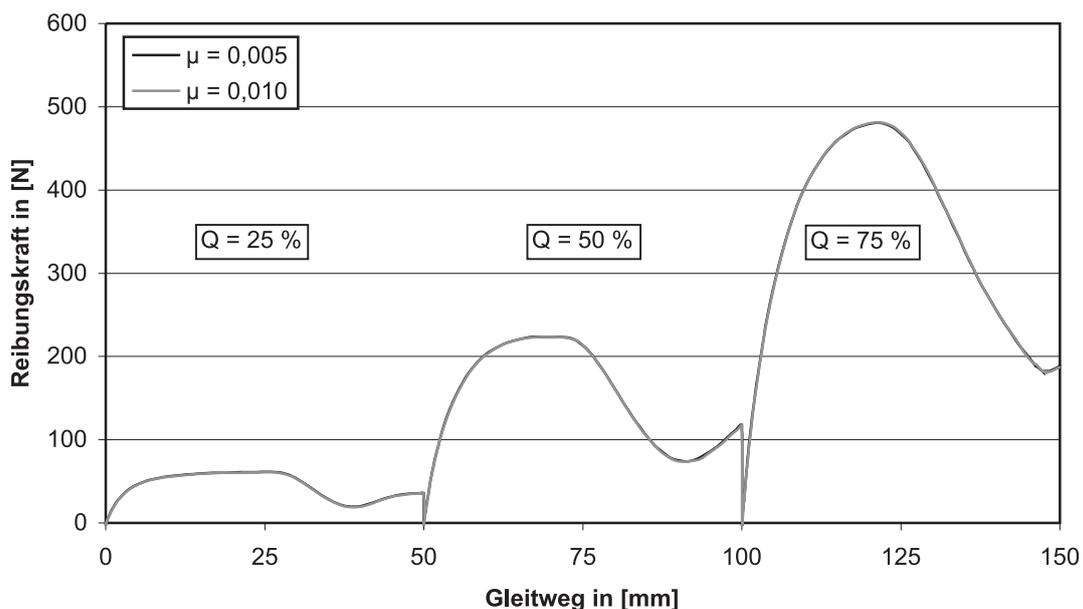


Bild 6.37: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $T = RT$, $v = 30 \text{ mm/min}$, Deformationsanteil der Reibungskraft

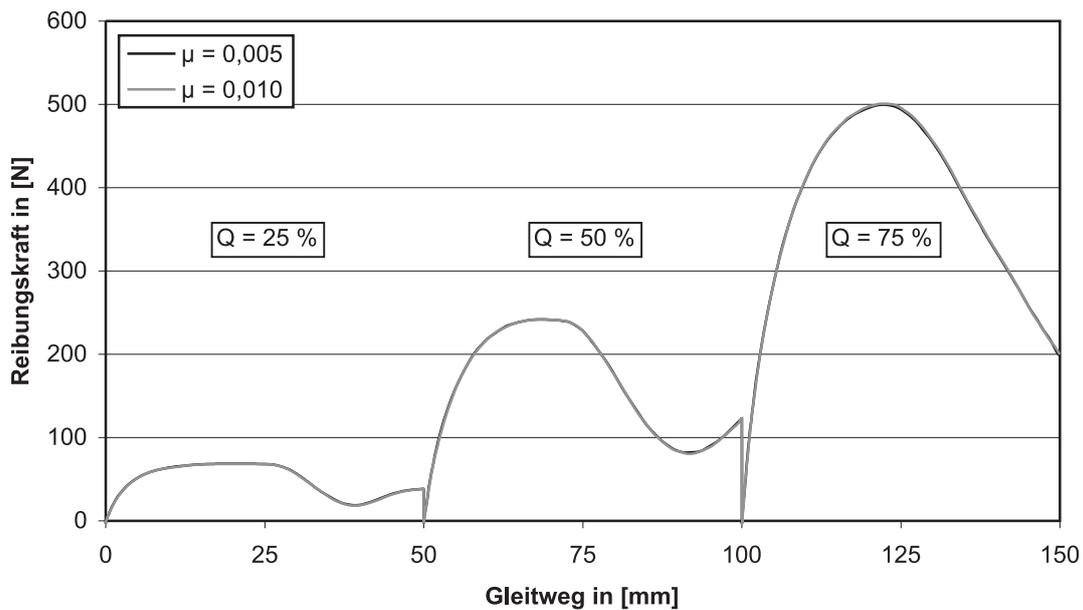


Bild 6.38: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $T = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $v = 30\text{ mm/min}$, Deformationsanteil der Reibungskraft

6.2.4.4 Variation der Litzengeometrie

Es wurde hier untersucht, inwieweit eine Änderung in der Litzengeometrie das Reibungsverhalten bei innerer Gleitung beeinflusst. Als Referenz diente die Litze mit einer Schlaglänge von $15d$, wie sie auch in den praktischen Versuchen und allen bisherigen Simulationen verwendet wurde. Eine Verringerung der Schlaglänge, hier zu $12d$ gewählt, führt zu einem deutlichen Anstieg der erzeugten Reibungskraft, vgl. Bild 6.39. Wird dagegen die Schlaglänge vergrößert, gewählt wurde ein Wert von $18d$, verringert sich die Reibungskraft. Diese Zusammenhänge konnten so auch erwartet werden. Eine kürzere Schlaglänge führt zu einem schrägeren Verlauf der Litzenaußendrähte um den Kerndraht. Die näherungsweise zylindrischen Abschnitte der Außendrähte, die an der Monohülle anliegen, verlaufen in Bezug auf die Gleitungsrichtung mit ihren Achsen relativ gesehen schräger zu dieser. Der Widerstand gegen eine Gleitung erhöht sich folglich.

Strebt die Schlaglänge gegen unendlich, liegt bei der Litze ein Kerndraht mit sechs parallel verlaufenden Außendrähten vor. Alle Zylinderachsen verlaufen parallel zur Gleitungsrichtung, der Reibwiderstand wird sehr gering. Es würde in diesem Fall lediglich ein Adhäsionsanteil der Reibungskraft vorliegen. Bild 6.40 zeigt die vertikalen Verformungen der unteren Monohüllenhälfte nach einer inneren Gleitung für die untersuchten Schlaglängen der Litze. Daraus wird die unterschiedlich starke Be-

anspruchung der Monohülle ebenfalls deutlich.

Ein weiterer Zusammenhang wird bei Betrachtung der Abstände zwischen dem lokalen Maximum und dem dazugehörigen Minimum in den Kurvenverläufen sichtbar. Bei Verringerung der Schlaglänge wird der Abstand kleiner, da sich entsprechende Geometrien auf dem Litzenmantel ebenfalls einen kürzeren Abstand voneinander aufweisen. Die vorne aufgeführte Begründung für den kurvenförmigen Verlauf der Reibungskraft kann daher nochmals bestätigt werden.

Es wurde ebenfalls eine kompaktierte Litze in die FE-Untersuchungen mit einbezogen. Die Geometrie wurde entsprechend einer bauaufsichtlichen Zulassung für eine solche Litze angepasst [20]; auf die Darstellung der 2D-Querschnitts-Zeichnung und des daraus erzeugten 3D-Körpers wird an dieser Stelle verzichtet. Im Vergleich zu einer „normalen“ Litze mit gleicher Schlaglänge ergaben sich für die untersuchte Querpressung deutlich niedrigere Reibungskräfte, vgl. Bild 6.39. Dies lässt sich durch den mehr einem Kreis ähnelnden Litzenquerschnitt erklären, wodurch sich die Querpressungen auf größere Bereiche der Litzenmantelfläche verteilen und die Verformungen der Monohülle sowie der Deformationsanteil der Reibungskraft deutlich verringert werden.

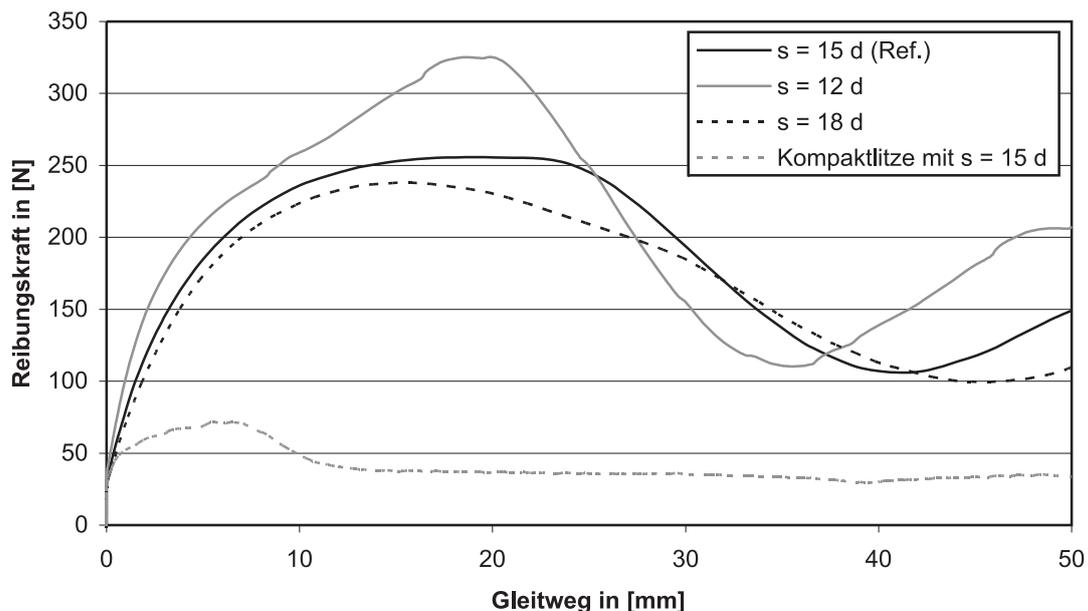


Bild 6.39: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $v = 30 \text{ mm/min}$, $T = \text{RT}$, $Q = 50 \%$, Einfluss der Litzengeometrie

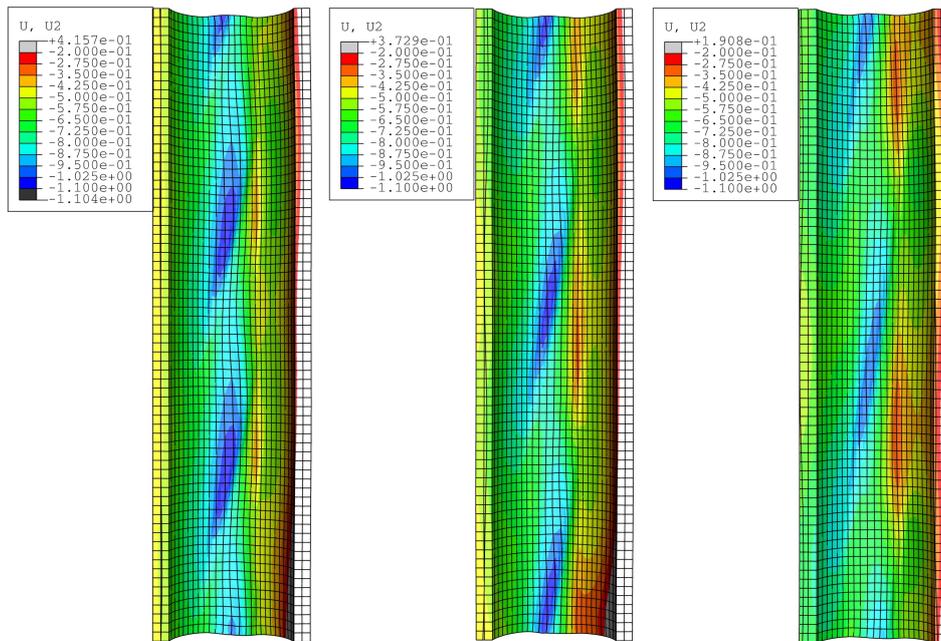


Bild 6.40: Vertikale Verformungen der unteren Monohüllenhälfte in [mm] in Abhängigkeit von der Schlaglänge s der Litze nach einer inneren Gleitung mit $v = 30 \text{ mm/min}$ bei $\mu = 0,005$, $Q = 50 \%$, $T = \text{RT}$, von links nach rechts: $s = 12 d$, $s = 15 d$ und $s = 18 d$

6.2.4.5 Variation der Monohüllenwandstärke

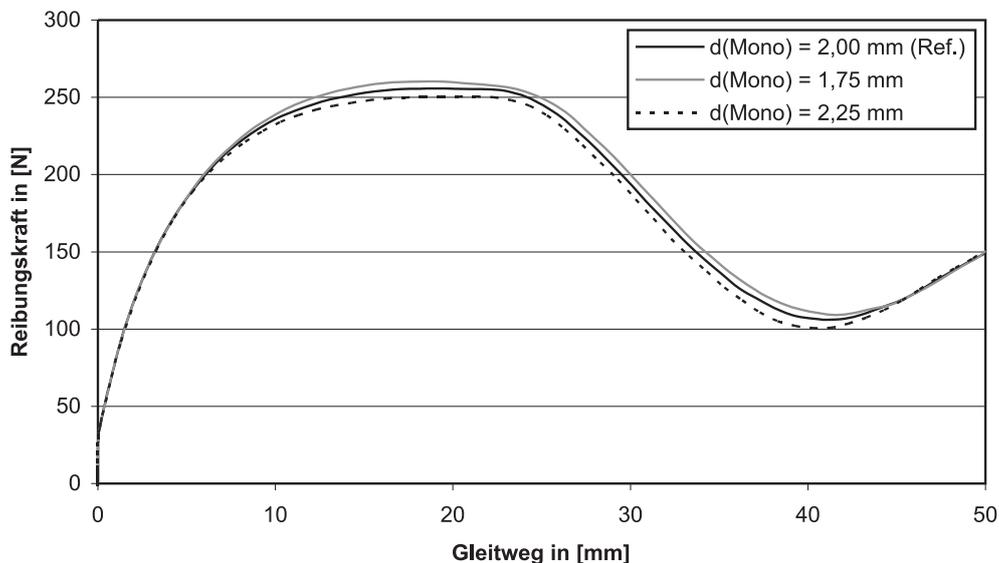


Bild 6.41: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $v = 30 \text{ mm/min}$, $T = \text{RT}$, $Q = 50 \%$, Einfluss der Monohüllenwandstärke

Die Wandstärke der Monohülle hat einen Einfluss auf die Reibungskräfte, die bei einer inneren Gleitung erzeugt werden. Eine Vergrößerung der Wandstärke führt zu einer Verringerung der Reibungskräfte und umgekehrt, vgl. Bild 6.41. Dies kann auf eine bessere Querlastverteilung in Dickenrichtung der Monohülle zurückgeführt werden, wodurch sich Spannungsspitzen abbauen. Dadurch verringern sich im Gegenzug auch die Widerstände der Monohülle in Längsrichtung, also in Litzenverschiebungsrichtung, und die Litze kann eine innere Gleitung leichter ausführen. Im Umkehrschluss heißt dies aber auch, dass bei sonst gleichen Randbedingungen eine innere Gleitung eher eintritt, wenn die Monohüllen dicker sind.

6.2.4.6 Variation der Wartezeit bis zum Beginn der Gleitung

Mit diesen Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass eine längere Wartezeit nach der Lastaufbringung bis zum Gleitungsbeginn zu einem deutlichen Anstieg der erzeugten Reibungskräfte führt.

An dieser Stelle soll noch einmal darauf hingewiesen werden, dass die in diesem Kapitel vorgestellten Gleitsimulationen jeweils bei konstanter Querpressung stattfanden. In Wirklichkeit findet beim Vorspannprozess eine kontinuierliche Zunahme der Querpressung durch Vergrößerung des Gleitweges (= Dehnweges) statt. Der Zusammenhang zwischen Querpressungszunahme und Gleitweg ist für jedes Spannglied unterschiedlich. Es kommt darauf an, wie lang das Spannglied insgesamt ist und wo sich der betrachtete Sattel in Bezug auf die Spanngliedlänge befindet. Ebenfalls spielt die Art und Weise des Vorspannprozesses eine Rolle (z.B. Vorspannen von beiden Verankerungen aus oder nur von einer Seite). Ein allgemein gültiger Zusammenhang zwischen Querpressungssteigerung und Gleitweg ist daher nicht möglich.

Eine hier angenommene Wartezeit zwischen Querpressungserzeugung und Gleitbeginn kann als Pause zwischen zwei Vorspannprozessen gedeutet werden, die z.B. durch das Umsetzen der Spannprese hervorgerufen werden kann. Ob nun beim erneuten Ansetzen der Presse eine innere Gleitung stattfindet, kann nach diesen FE-Simulationen sehr stark durch die Wartezeit zwischen den einzelnen Vorspannprozessen gesteuert werden. Durch eine Vergrößerung der Wartezeit findet eine stärkere zeitabhängige Verformung der Kunststoffumhüllungen statt. Die Eindrücke vergrößern sich und bringen so einer denkbaren inneren Gleitung einen größeren Widerstand entgegen. Die Wahrscheinlichkeit des Auftretens einer äußeren Gleitung steigt auf diese Weise deutlich an.

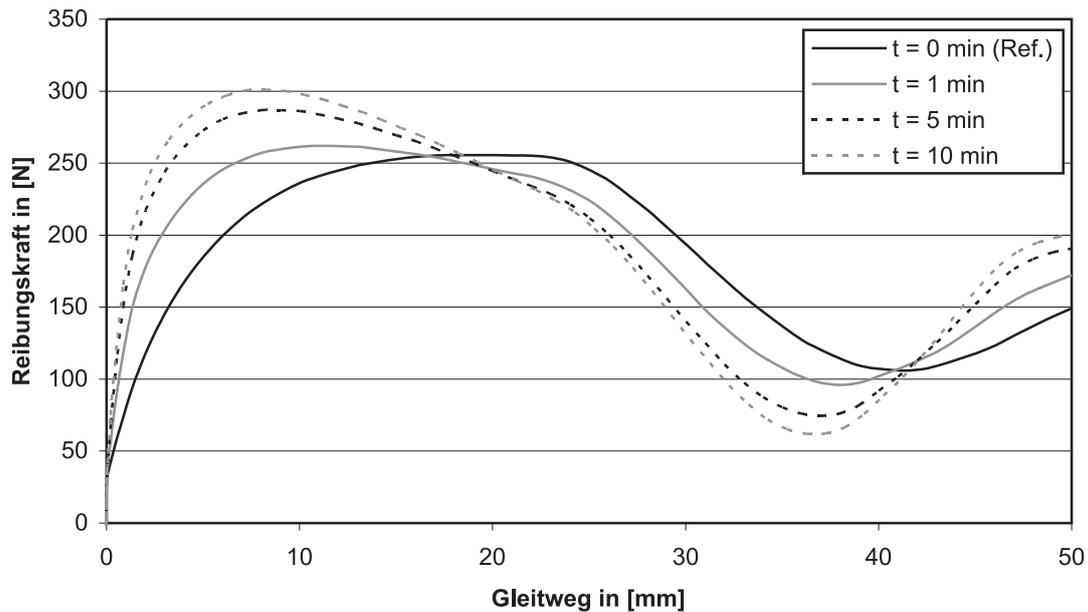


Bild 6.42: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei innerer Gleitung, $\mu = 0,005$, $v = 30 \text{ mm/min}$, $T = \text{RT}$, $Q = 50 \%$, Einfluss der Wartezeit

6.2.4.7 Zusammenfassung der Ergebnisse für die Simulationen mit innerer Gleitung

Bei jeder Berechnung für innere Gleitung war im jeweiligen Kurvenverlauf der erzeugten Reibungskraft ein ausgeprägtes Maximum erkennbar. Dividiert man diese Maximalwerte durch die Länge des FE-Modells, auf der die Querpressung herrschte (80 mm), so ergeben sich bezogene Reibungskräfte je Längeneinheit ([N/mm] bzw. [kN/m]). Diese Werte sind in Tabelle 6.8 dargestellt. Auch anhand dieser Werte ist für jede Querpressungsstufe der Einfluss der Geschwindigkeit bzw. der Umgebungstemperatur zu erkennen. Ebenfalls wird der nahezu linear mit der Querpressung anwachsende Wert für die Berechnungen mit freier Litzenverdrehung deutlich. Auf die sehr ungünstige Auswirkung einer verringerten Schlaglänge der Litze soll auch an dieser Stelle noch einmal hingewiesen werden (für das Ziel einer äußeren Gleitung stellt dies eine günstige Auswirkung dar!).

Für jede Berechnung kann anhand der vorliegenden Daten für den Kurvenverlauf ein über den Gleitweg gewichteter Mittelwert der Reibungskraft errechnet werden. Wiederum führt ein Bezug dieser Werte auf die Länge des FE-Modells zu einer bezogenen mittleren Reibungskraft je Längeneinheit. Die so erzeugten Werte können Tabelle 6.9 entnommen werden.

In einem nächsten Schritt werden nun diese Mittelwerte durch die jeweils herrschende Querpressung (ebenfalls mit der Dimension Kraft je Längeneinheit) dividiert. Diese so berechneten und als „globale“ Reibungsbeiwerte zu bezeichnenden Quotienten sind in Tabelle 6.10 dargestellt. Ein Vergleich der für die Kontaktdefinition zwischen Litze und Monohülle angesetzten Reibungsbeiwerte (in der Tabelle in der linken Spalte ersichtlich) mit den sich durch Umrechnung ergebenden globalen Reibungsbeiwerten zeigt sehr deutlich den Einfluss des Deformationsanteils der Reibungskraft am Gesamtwiderstand, der einer inneren Gleitung der Litze entgegen gestellt wird. Wohingegen bei einer freien Verdrehbarkeit der Litze um ihre Längsachse so gut wie keine Unterschiede zwischen den beiden Reibungsbeiwerten festgestellt werden können, ergeben sich mit zunehmender Querpressung deutlich höhere globale Reibungsbeiwerte, die teilweise um den Faktor 10 größer sein können als der zunächst angesetzte Reibungsbeiwert zwischen Litze und Monohülle! Darüber hinaus ist ein leicht überproportionaler Anstieg des Reibungsbeiwertes bei Zunahme der Querpressung erkennbar.

Für den Reibungsbeiwert ist demnach eine starke Abhängigkeit von der Querpressung, der Geschwindigkeit, der Umgebungstemperatur und der Art der Litzenbewegung gegeben. Ebenfalls hat die Geometrie der Litze und die Monohüllendicke eine Bedeutung. Nicht zuletzt spielt auch die Standzeit unter der Querpressung eine Rolle, ehe der Vorspannprozess wieder aufgenommen wird.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass es verschiedene Möglichkeiten gibt, die unerwünschte innere Gleitung beim Vorspannen zu vermeiden. Je höher die globalen Reibungsbeiwerte sind, desto eher findet gerade diese Gleitungsform nicht statt. Auch höhere maximale Reibungskräfte könnten eine einsetzende innere Gleitung nach einem bestimmten Gleitweg beenden, so dass anschließend eher eine äußere Gleitung stattfindet. Demnach ist es für die Erzielung einer äußeren Gleitung günstig, wenn die Geschwindigkeit beim Vorspannen niedrig ist. Dies ergibt tendenziell höhere Reibwiderstände für eine innere Gleitung. Des Weiteren führt eine höhere Umgebungstemperatur zu größeren Reibwiderständen für die Litze. Eine kürzere Schlaglänge kann ebenfalls eine äußere Gleitung begünstigen. Auch geringere Monohüllenwandstärken führen eher zu einer äußeren Gleitung. Eine Anpassung des Vorspannprozesses kann für die Gleitungsart von erheblicher Bedeutung sein. Ein Straffen des Spannglieds bis zu einer bestimmten Laststufe und eine sich anschließende längere Wartezeit bis zur Wiederaufnahme des Vorspannens vergrößert den Widerstand der Litze für eine innere Gleitung, so dass nun das Spannglied tendenziell eher mit äußerer Gleitung weiter gedehnt wird.

Tabelle 6.8: Maximalwerte der Reibungskräfte in [kN/m] für die FE-Berechnungen mit innerer Gleitung

Reibungsbeiwert Litze - Monohülle	Temperatur	Gleitgeschwindigkeit [mm/min]	Litzenverdrehung bei Gleitung möglich?	IG: Maximale Reibungskräfte in [kN/m] bei Querpressungen von		
				Q = 25 % bzw. 37,5 kN/m	Q = 50 % bzw. 75,0 kN/m	Q = 75 % bzw. 112,5 kN/m
0,005	RT	10	nein	1,02	3,37	6,83
0,005	RT	30	nein	0,96	3,20	6,62
0,005	RT	50	nein	0,95	3,13	6,52
0,005	RT	30	ja	0,20	0,40	0,61
0,010	RT	10	nein	1,21	3,76	7,46
0,010	RT	30	nein	1,16	3,59	7,24
0,010	RT	50	nein	1,14	3,53	7,14
0,010	RT	30	ja	0,40	0,80	1,22
0,005	35 °C	10	nein	1,16	3,62	7,05
0,005	35 °C	30	nein	1,06	3,42	6,86
0,005	35 °C	50	nein	1,03	3,35	6,78
0,005	35 °C	30	ja	0,20	0,40	0,61
0,010	35 °C	10	nein	1,35	4,02	7,70
0,010	35 °C	30	nein	1,25	3,83	7,49
0,010	35 °C	50	nein	1,22	3,75	7,40
0,010	35 °C	30	ja	0,40	0,80	1,23
Variationen bei $\mu = 0,005$, T = RT, v = 30 mm/min, ohne Litzenverdrehung						
Litzenschlag 12 d				-	4,06	-
Litzenschlag 18 d				-	2,97	-
Kompaktlitze				-	0,89	-
Monohülle 1,75 mm				-	3,25	-
Monohülle 2,25 mm				-	3,13	-
Wartezeit 1 min				-	3,28	-
Wartezeit 5 min				-	3,59	-
Wartezeit 10 min				-	3,76	-

Tabelle 6.9: Gewichtete Mittelwerte der Reibungskräfte in [kN/m] für die FE-Berechnungen mit innerer Gleitung

Reibungsbeiwert Litze - Monohülle	Temperatur	Gleitgeschwindigkeit [mm/min]	Litzenverdrehung bei Gleitung möglich?	IG: Gewichtete Mittelwerte der Reibungskräfte in [kN/m] bei Querpressungen von		
				Q = 25 % bzw. 37,5 kN/m	Q = 50 % bzw. 75,0 kN/m	Q = 75 % bzw. 112,5 kN/m
0,005	RT	10	nein	0,78	2,37	5,13
0,005	RT	30	nein	0,75	2,31	4,89
0,005	RT	50	nein	0,74	2,28	4,81
0,005	RT	30	ja	0,20	0,40	0,61
0,010	RT	10	nein	0,97	2,77	5,74
0,010	RT	30	nein	0,95	2,70	5,50
0,010	RT	50	nein	0,93	2,67	5,41
0,010	RT	30	ja	0,39	0,80	1,22
0,005	35 °C	10	nein	0,84	2,54	5,52
0,005	35 °C	30	nein	0,81	2,45	5,28
0,005	35 °C	50	nein	0,79	2,41	5,18
0,005	35 °C	30	ja	0,20	0,40	0,61
0,010	35 °C	10	nein	1,03	2,93	6,15
0,010	35 °C	30	nein	1,00	2,84	5,91
0,010	35 °C	50	nein	0,98	2,81	5,80
0,010	35 °C	30	ja	0,39	0,80	1,23
Variationen bei $\mu = 0,005$, T = RT, v = 30 mm/min, ohne Litzenverdrehung						
Litzenschlag 12 d				-	2,61	-
Litzenschlag 18 d				-	2,13	-
Kompaktlitze				-	0,51	-
Monohülle 1,75 mm				-	2,35	-
Monohülle 2,25 mm				-	2,26	-
Wartezeit 1 min				-	2,35	-
Wartezeit 5 min				-	2,40	-
Wartezeit 10 min				-	2,43	-

Tabelle 6.10: Umrechnung in globale Reibungsbeiwerte für die FE-Berechnungen mit innerer Gleitung

Reibungsbeiwert Litze - Monohülle	Temperatur	Gleitgeschwindigkeit [mm/min]	Litzenverdrehung bei Gleitung möglich?	IG: „Globale“ Reibungsbeiwerte bei Querpressungen von		
				Q = 25 % bzw. 37,5 kN/m	Q = 50 % bzw. 75,0 kN/m	Q = 75 % bzw. 112,5 kN/m
0,005	RT	10	nein	0,021	0,032	0,046
0,005	RT	30	nein	0,020	0,031	0,043
0,005	RT	50	nein	0,020	0,030	0,043
0,005	RT	30	ja	0,005	0,005	0,005
0,010	RT	10	nein	0,026	0,037	0,051
0,010	RT	30	nein	0,025	0,036	0,049
0,010	RT	50	nein	0,025	0,036	0,048
0,010	RT	30	ja	0,010	0,011	0,011
0,005	35 °C	10	nein	0,022	0,034	0,049
0,005	35 °C	30	nein	0,022	0,033	0,047
0,005	35 °C	50	nein	0,021	0,032	0,046
0,005	35 °C	30	ja	0,005	0,005	0,005
0,010	35 °C	10	nein	0,027	0,039	0,055
0,010	35 °C	30	nein	0,027	0,038	0,053
0,010	35 °C	50	nein	0,026	0,037	0,052
0,010	35 °C	30	ja	0,010	0,011	0,011
Variationen bei $\mu = 0,005$, T = RT, v = 30 mm/min, ohne Litzenverdrehung						
Litzenschlag 12 d				-	0,035	-
Litzenschlag 18 d				-	0,028	-
Kompaktlitze				-	0,007	-
Monohülle 1,75 mm				-	0,031	-
Monohülle 2,25 mm				-	0,030	-
Wartezeit 1 min				-	0,031	-
Wartezeit 5 min				-	0,032	-
Wartezeit 10 min				-	0,032	-

6.2.5 Ergebnisse der Simulationen mit äußerer Gleitung

6.2.5.1 Einfluss der Sattelausbildung

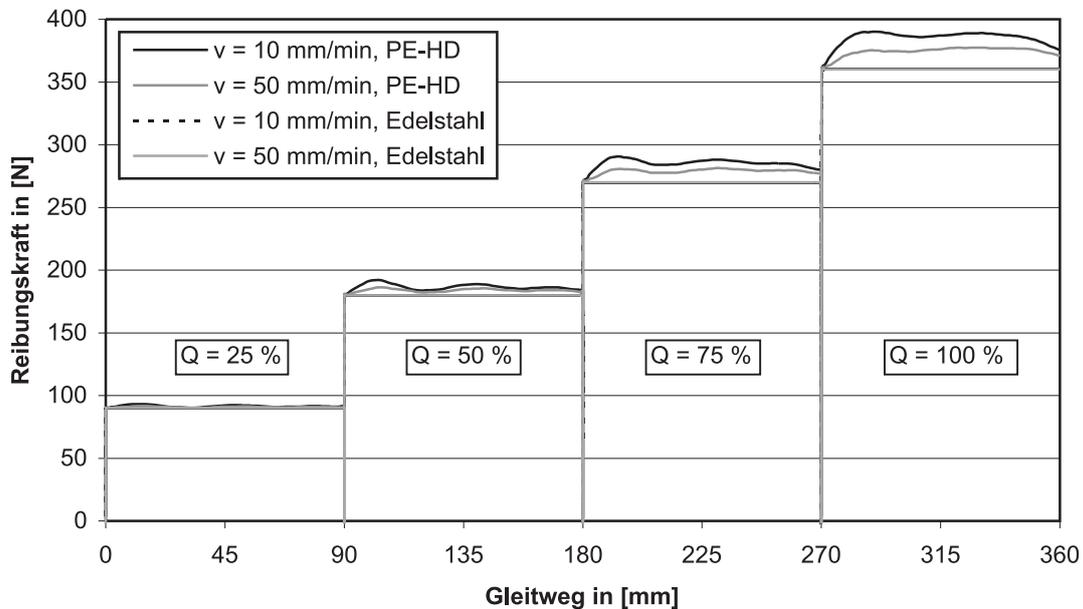


Bild 6.43: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,03$, $T = RT$, Einfluss der Sattelausbildung

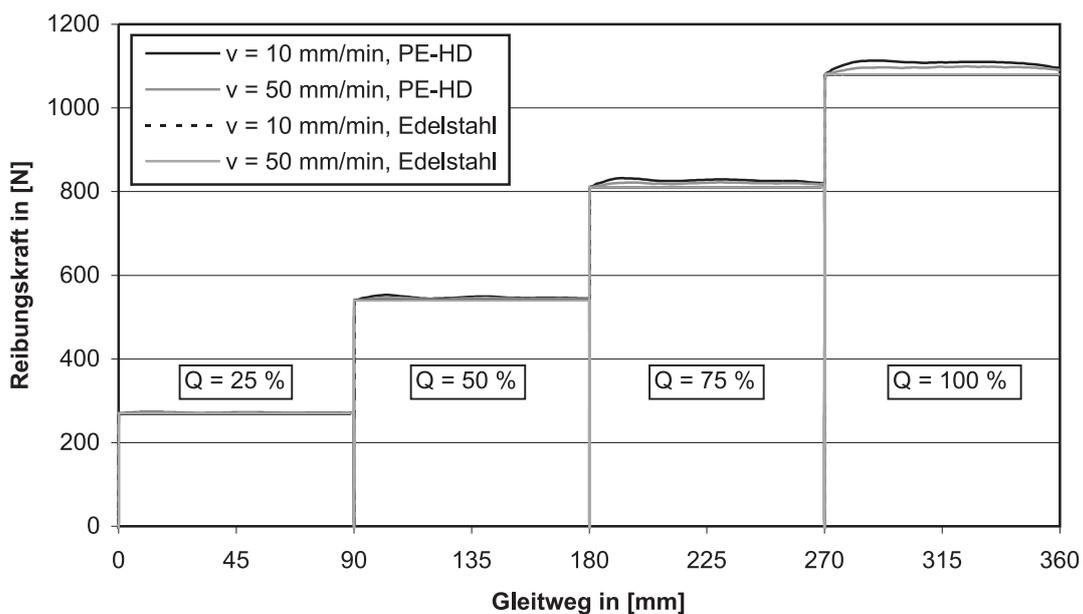


Bild 6.44: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,09$, $T = RT$, Einfluss der Sattelausbildung

Die numerischen Untersuchungen zeigen, dass bei einem Sattel aus PE-HD grundsätzlich höhere Reibungskräfte erzeugt werden als bei einem Edelstahlsattel, wenn für beide Sättel der gleiche Reibungsbeiwert angesetzt wird. Für einen Edelstahlsattel spielt die Gleitgeschwindigkeit keine Rolle, die erzeugten Reibwiderstände sind jeweils gleich groß und die sich ergebenden Kurven verlaufen im Diagramm deckungsgleich. Ein höherer Reibungsbeiwert ändert dabei nichts an den Feststellungen, vgl. Bilder 6.43 und 6.44.

Grundsätzlich zeigt sich ein deutlich gleichmäßigerer Verlauf der Reibungskraft über den Gleitweg. Wenn man dies mit den praktischen Gleitversuchen vergleicht, so wird eine Übereinstimmung gefunden. Allerdings wurden anders als in den Versuchen bei den numerischen Untersuchungen keinerlei Ruck-Gleit-Prozesse („stick-slip“) festgestellt, was sicherlich auch am gewählten Reibmodell für die FE-Untersuchungen liegt; sehr viel wahrscheinlicher ist aber die Tatsache, dass in den Versuchen ein leichtes Mitschwingen der unteren Lastplatte des Versuchstandes bei den Gleitbewegungen des Spannbandes nicht verhindert werden konnte. Darüber hinaus lagen in den Versuchen jeweils zwei Querpressungsebenen vor (oberhalb und unterhalb des betrachteten Bandes), so dass Klemmeffekte zwischen den sich berührenden Körpern einen Einfluss haben konnten. All dies sollte in den numerischen Untersuchungen zur Vereinfachung nicht berücksichtigt werden. Diese Simulationen lassen sich daher am ehesten mit der Situation eines paketweise vorgespannten Spannglieds, bestehend aus einem oder mehreren übereinander liegenden Bändern, vergleichen, bei dem nur eine Gleitungsebene vorliegt (zwischen Sattel und darauf befindlichem Band).

6.2.5.2 Einfluss der Umgebungstemperatur

Untersuchungen mit höherer Umgebungstemperatur wurden lediglich für einen Sattel aus PE-HD sowie für die Querlaststufen $Q = 75\%$ und $Q = 100\%$ durchgeführt, vgl. Tabelle 6.7. Bei einer Querpressung von 75% konnte unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit so gut wie kein Temperatureinfluss festgestellt werden. Erst bei der höchsten Querpressung zeigte sich sowohl für $v = 10\text{ mm/min}$ als auch für $v = 50\text{ mm/min}$ bei höherer Umgebungstemperatur ein etwas günstigeres Reibungsverhalten, vgl. Bilder 6.45 bis 6.48.

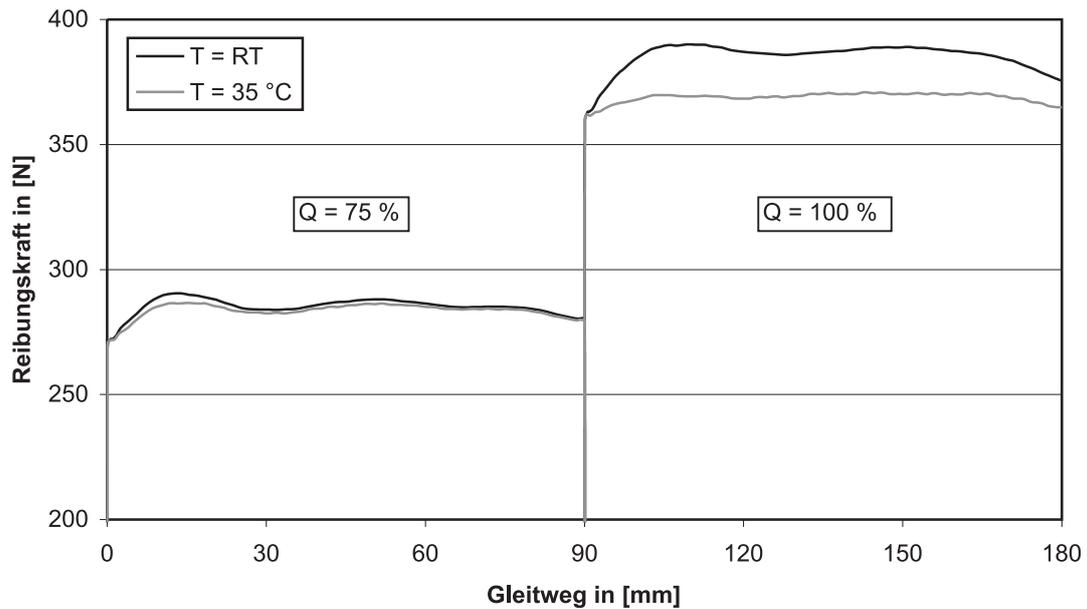


Bild 6.45: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,03$, PE-HD-Sattel, $v = 10$ mm/min, Einfluss der Umgebungstemperatur

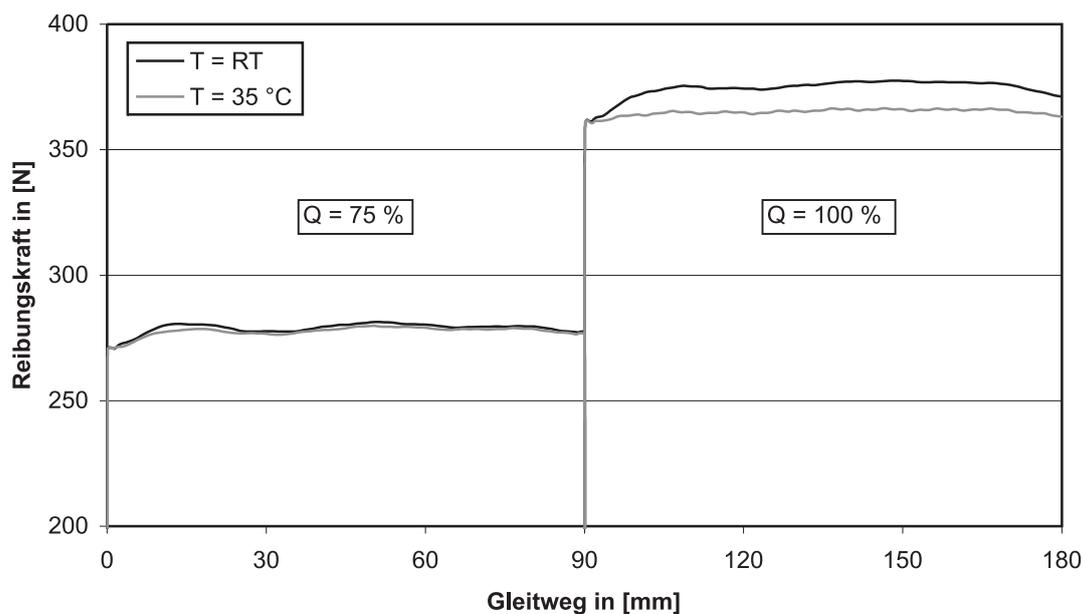


Bild 6.46: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,03$, PE-HD-Sattel, $v = 50$ mm/min, Einfluss der Umgebungstemperatur

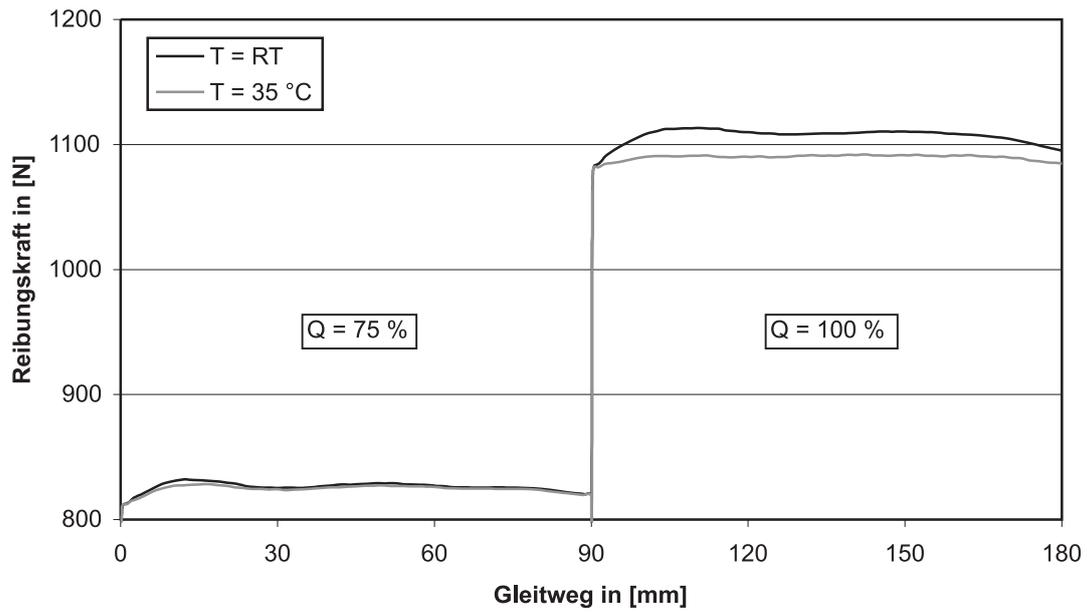


Bild 6.47: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,09$, PE-HD-Sattel, $v = 10$ mm/min, Einfluss der Umgebungstemperatur

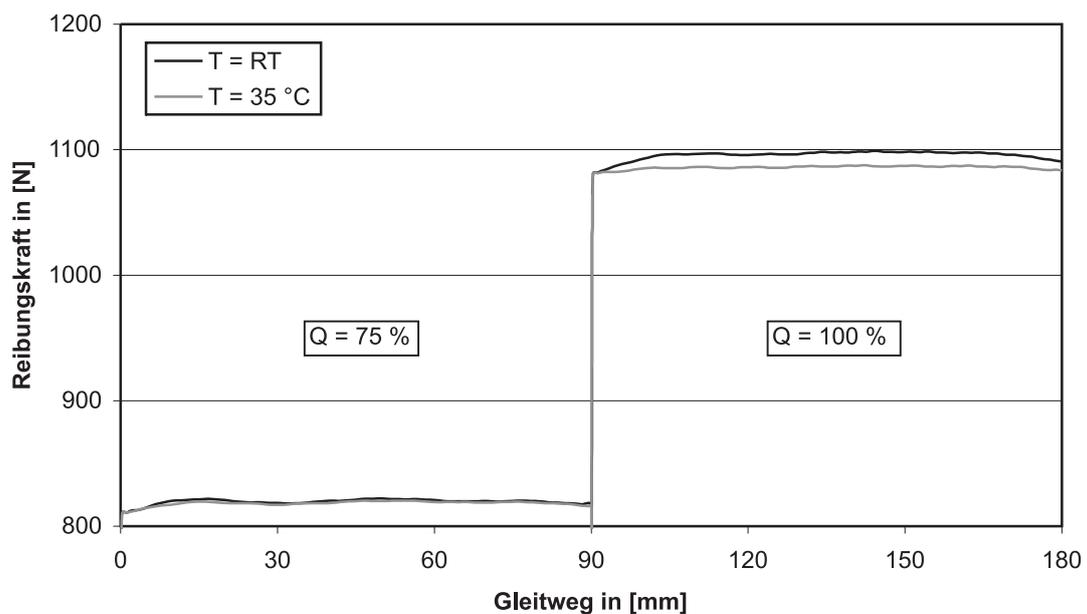


Bild 6.48: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,09$, PE-HD-Sattel, $v = 50$ mm/min, Einfluss der Umgebungstemperatur

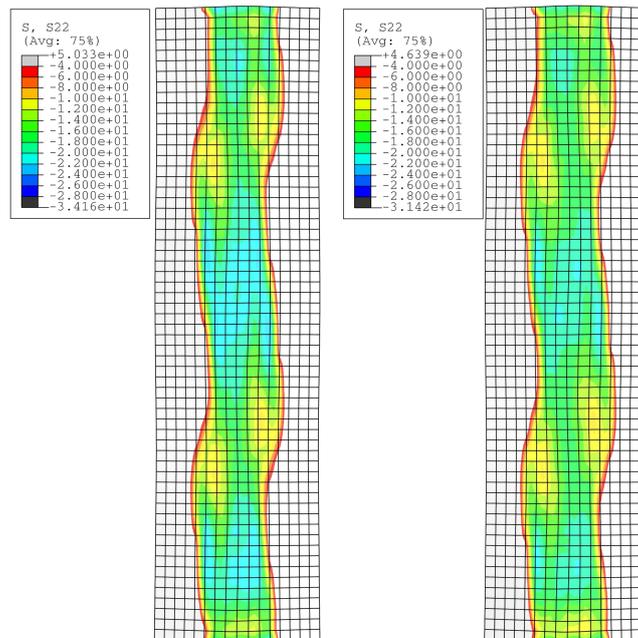


Bild 6.49: Spannungsverteilung in vertikaler Richtung unterhalb der Bandhülle in $[\text{N}/\text{mm}^2]$ unmittelbar vor einer äußeren Gleitung bei $\mu = 0,03$, einem Sattel aus PE-HD und $Q = 100\%$, links für $T = \text{RT}$, rechts für $T = 35\text{ }^\circ\text{C}$

Mit der gewählten Definition des Materialgesetzes von PE-HD kommt es bei höheren Umgebungstemperaturen zu geringeren maximal möglichen Druckspannungen, was sich vor allem bei hohen Querlaststufen bemerkbar macht. Dies kann ein Grund für die Verringerung der Reibungskräfte in den Simulationen bei höherer Umgebungstemperatur sein. Bild 6.49 zeigt die sich ergebende Spannungsverteilung in vertikaler Richtung auf der Unterseite der Bandhülle unmittelbar vor einer äußeren Gleitung bei $Q = 100\%$ und $T = \text{RT}$ bzw. $T = 35\text{ }^\circ\text{C}$. Bei höherer Umgebungstemperatur sind geringfügig kleinere Flächenbereiche mit sehr hohen Druckspannungen erkennbar (blau-türkisfarbene Bereiche).

6.2.5.3 Einfluss der Geschwindigkeit

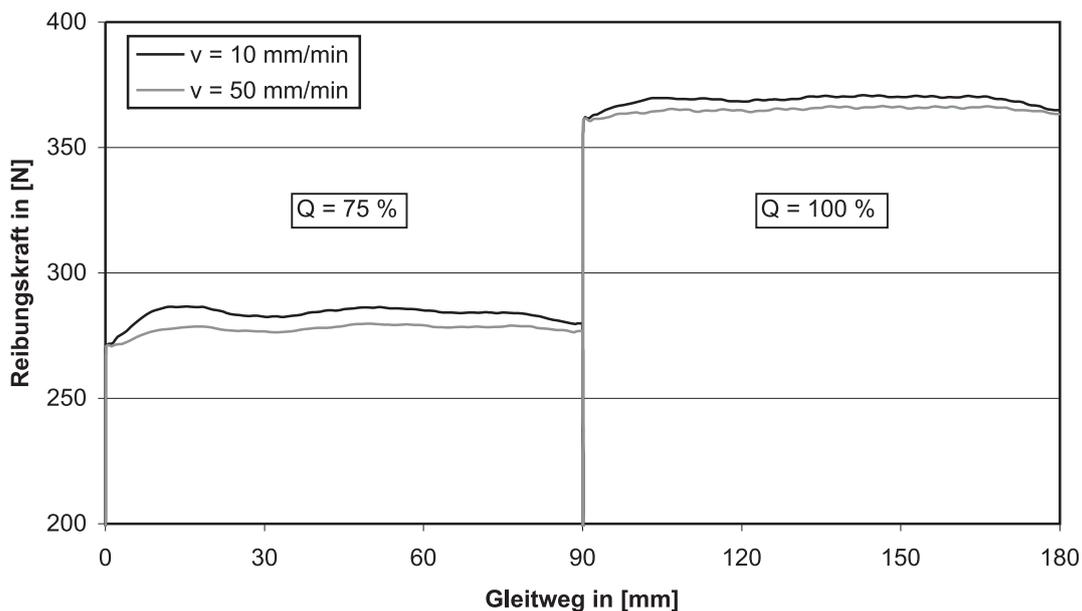


Bild 6.50: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,03$, PE-HD-Sattel, $T = 35$ °C, Einfluss der Geschwindigkeit

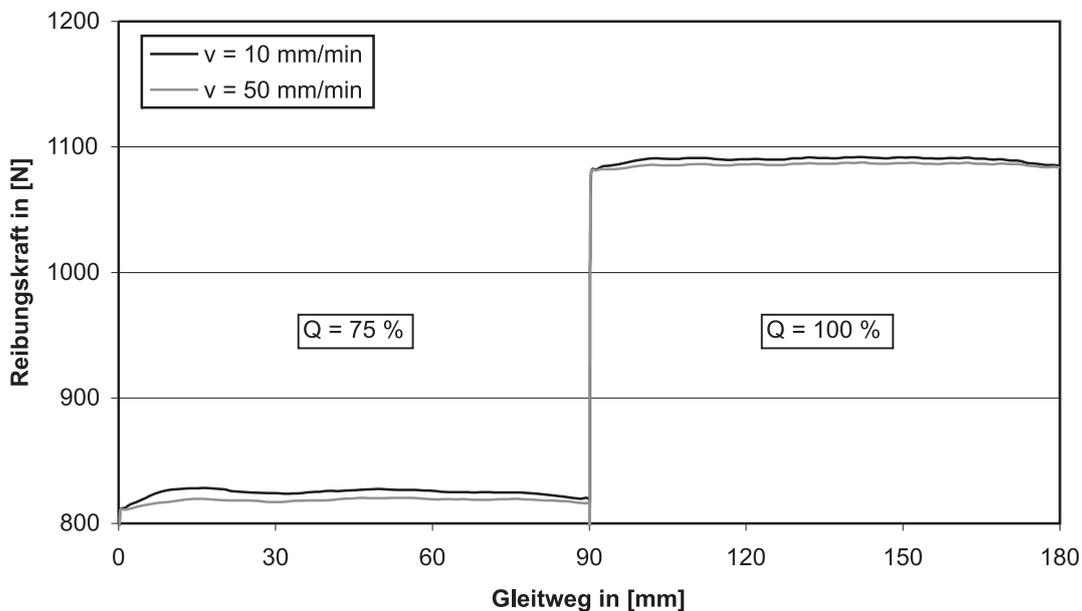


Bild 6.51: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,09$, PE-HD-Sattel, $T = 35$ °C, Einfluss der Geschwindigkeit

Der Einfluss der Geschwindigkeit wurde bereits kurz in Abschnitt 6.2.5.1 angesprochen. Mit den Bildern 6.43 und 6.44 kann der Geschwindig-

keitseinfluss für die Situation bei Raumtemperatur und unterschiedliche Reibungsbeiwerte nachvollzogen werden. Für einen Sattel aus Edelstahl ergibt sich demnach keinerlei Geschwindigkeitseinfluss für die Größe der erzeugten Reibwiderstände. Bei erhöhter Temperatur ist nicht zu erwarten, dass sich daran etwas ändert. Auch aus diesem Grund wurden die Untersuchungen für $T = 35\text{ °C}$ lediglich für einen Sattel aus PE-HD durchgeführt. Wie bereits bei Raumtemperatur (vgl. Bilder 6.43 und 6.44) ergibt sich auch für höhere Umgebungstemperaturen der Zusammenhang, dass eine höhere Gleitgeschwindigkeit zu etwas geringeren Reibungskräften führt, vgl. Bilder 6.50 und 6.51. Ähnlich wie bereits bei den Untersuchungen zur inneren Gleitung wird dies auf die bei höherer Geschwindigkeit kürzere Dauer der Gleitbewegung zurückgeführt, was zu geringeren zeitabhängigen Verformungen des Kunststoffes führt. Dies wurde in den praktischen Versuchen ebenfalls festgestellt.

6.2.5.4 Variation der Bandhüllenwandstärke

Die Hüllrohre der externen Spannverfahren besitzen eine klar definierte Mindestwandstärke, die in den jeweiligen bauaufsichtlichen Zulassungen geregelt ist, vgl. ([27], [22], [28], [21], [25]). Diese hier durchgeführte Variation dient daher eher der Klärung des Einflusses auf die Reibwiderstände, um das Gleitverhalten der Spannglieder besser zu verstehen. Es zeigte sich, dass bei den gewählten Randbedingungen ($\mu = 0,03$, Sattel aus PE-HD, $T = RT$, $Q = 75\%$) eine Vergrößerung der Bandhüllendicke zu einer Verringerung der Reibungskräfte führt, vgl. Bild 6.52. Dies ist auf eine bessere bzw. breitere Verteilung der Querpressungen innerhalb einer dickeren Bandhülle zurückzuführen. Der wellenförmige Verlauf über den Gleitweg, der auch bei anderen Simulationen mit äußerer Gleitung erkannt wurde, kann wiederum mit der Schlaglänge der Litze erklärt werden. Auf Grund der Litzengeometrie kommt es immer dann zu Spannungsspitzen, wenn sich in vertikaler Richtung ein Außendraht auf der unteren Monohülle befindet. Diese Spannungsspitzen werden zwar durch die doppelte Umhüllungsschicht unterhalb der Litze etwas verteilt und dadurch verringert, merkliche Unterschiede in der Spannungsverteilung sind aber dennoch feststellbar und führen bei der Gleitung immer dann zu einem Peak, wenn ein Außendraht die vorherige Ruheposition seines Nachbardrahtes erreicht.

In Bild 6.53 sind die sich in vertikaler Richtung ergebenden Spannungsverteilungen unterhalb der Bandhülle vergleichend für unterschiedliche Bandhüllenwandstärken dargestellt. Man kann von links nach rechts eine Verringerung der Spannungsspitzen erkennen. Eine Vergrößerung der äußeren Umhüllungsschichtdicke eines externen Spannglieds begünstigt daher eine äußere Gleitung.

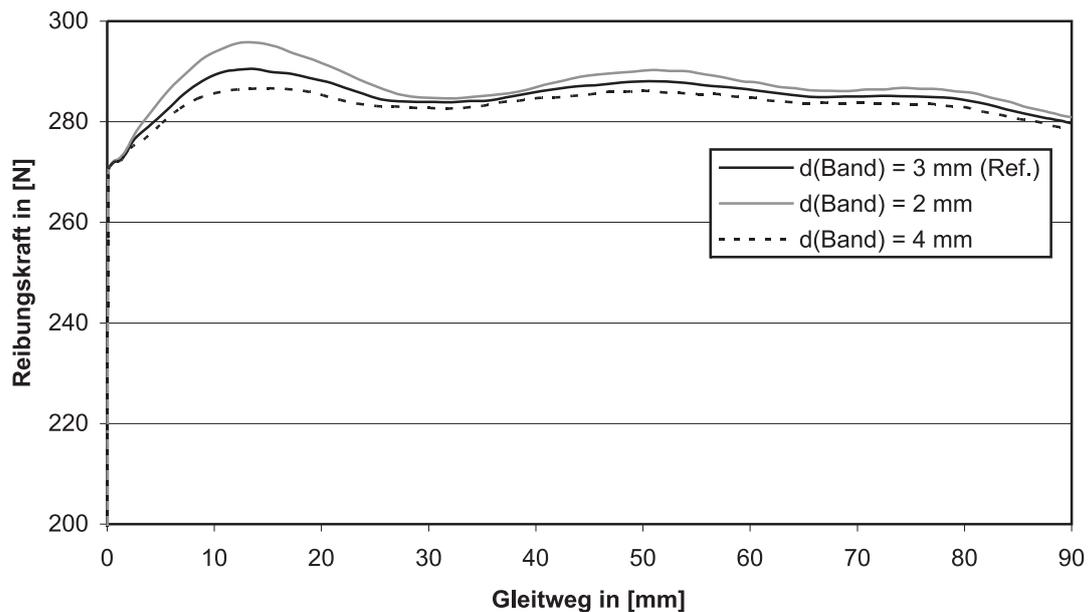


Bild 6.52: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,03$, PE-HD-Sattel, $T = RT$, $Q = 75 \%$, Einfluss der Bandhüllenwandstärke

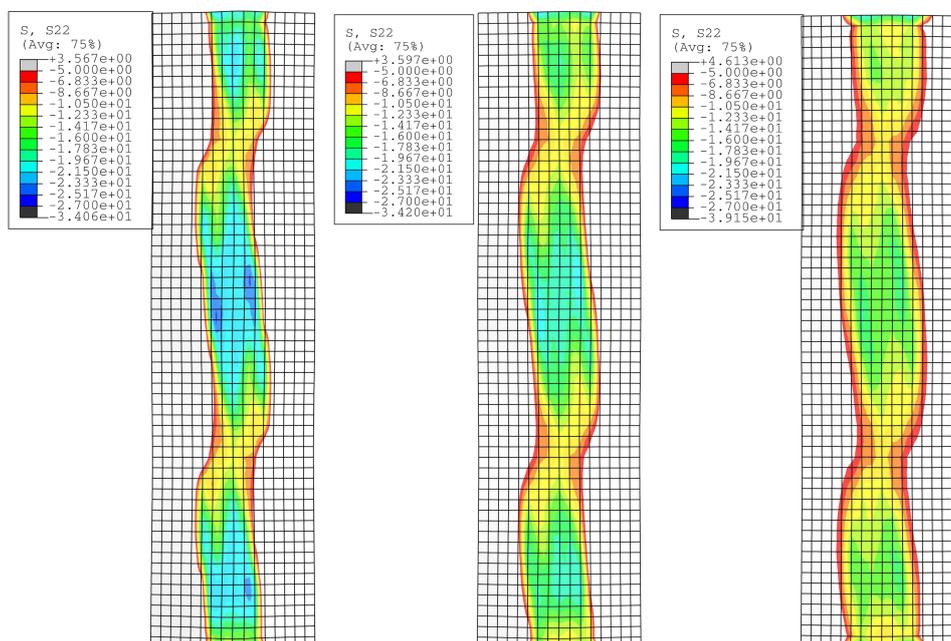


Bild 6.53: Spannungsverteilung in vertikaler Richtung unterhalb der Bandhülle in $[\text{N/mm}^2]$ unmittelbar vor einer äußeren Gleitung für $\mu = 0,03$, Sattel aus PE-HD, $T = RT$, $Q = 75 \%$, von links nach rechts für Bandhüllendicken von 2 mm, 3 mm und 4 mm

6.2.5.5 Variation der Satteldicke

Auch die Schichtdicke der Umlenksättel ist in den bauaufsichtlichen Zulassungen geregelt. Eine Vergrößerung der Dicke eines PE-HD-Sattels über das geregelte Mindestmaß hinaus wirkt sich gemäß der Untersuchungen negativ auf die Reibungskräfte aus, vgl. Bild 6.54. Dies kann durch ein mit zunehmender Schichtdicke weicheres Materialverhalten des Kunststoffes erklärt werden. Selbst wenn unabhängig von der Materialdicke die Stauchungen in der gleichen Größenordnung liegen, sind die absoluten Verschiebungen bei einer größeren Schichtdicke auch entsprechend größer, wodurch sich eine zunehmende Welligkeit der Satteloberfläche ergibt. Diese Unebenheiten führen bei einem Sattel aus PE-HD zu den festgestellten Zusammenhängen mit den erzeugten Reibungskräften.

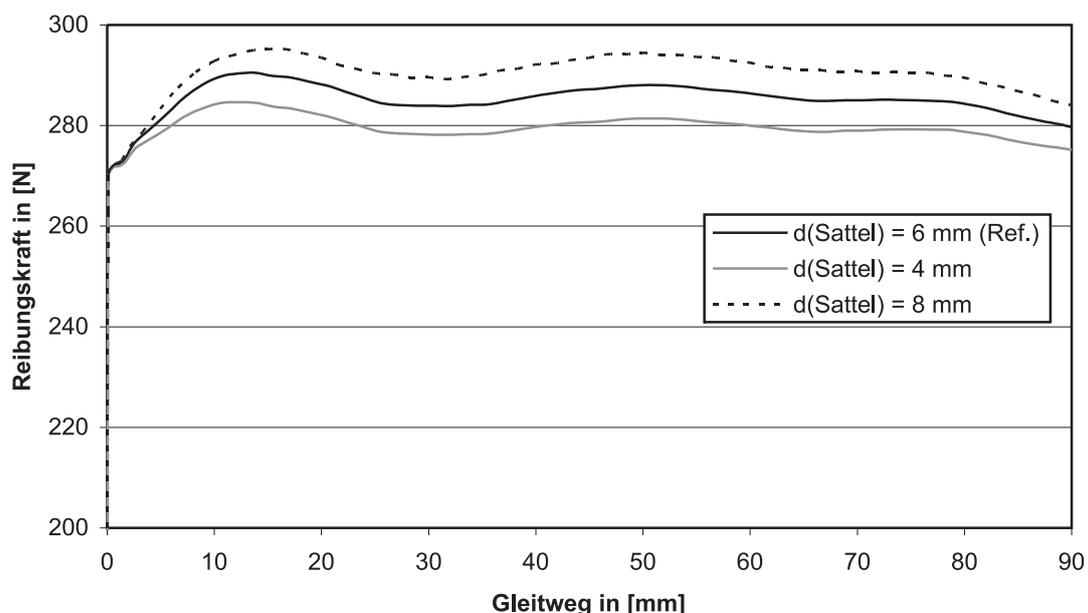


Bild 6.54: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,03$, PE-HD-Sattel, $T = RT$, $Q = 75\%$, Einfluss der Satteldicke

6.2.5.6 Weitere Variation der Umgebungstemperatur

Um die bereits geäußerten Vermutungen der Temperaturabhängigkeit bei äußerer Gleitung zu bestätigen, wurde eine weitere Tastberechnung mit den Kunststoffmaterialkennwerten für $T = 45^\circ\text{C}$ durchgeführt und mit den entsprechenden Berechnungen bei Raumtemperatur und bei $T = 35^\circ\text{C}$ verglichen, vgl. Bild 6.55. Die Unterschiede zwischen $T = 35^\circ\text{C}$ und $T = 45^\circ\text{C}$ sind nicht mehr so groß wie zuvor zwischen Raumtem-

peratur und $T = 35\text{ °C}$, wohl aber ist eine weitere, wenn auch geringfügige Verringerung der Reibungskräfte mit weiterer Temperaturerhöhung erkennbar. Es zeigt sich ebenfalls eine Einebnung des Kurvenverlaufs der Reibungskraft, die auf das bei höherer Temperatur insgesamt gesehen weichere Materialverhalten aller Kunststoffschichten (Monohülle, Bandhülle und Sattel) zurückzuführen ist.

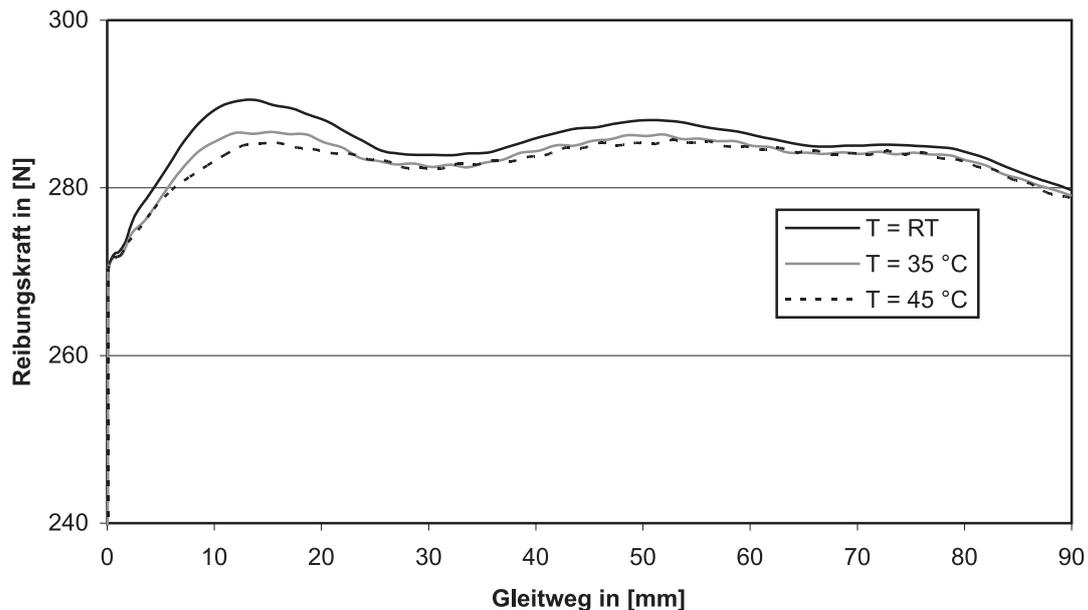


Bild 6.55: Reibungskraft-Gleitweg-Beziehungen bei äußerer Gleitung, $\mu = 0,03$, PE-HD-Sattel, $v = 10\text{ mm/min}$, $Q = 75\%$, Einfluss der Umgebungstemperatur

6.2.5.7 Zusammenfassung der Ergebnisse für die Simulationen mit äußerer Gleitung

Anhand der Versuchsdaten können für jede durchgeführte Berechnung gewichtete Mittelwerte der Reibungskräfte angegeben werden. Hierfür werden für jede FE-Berechnung die ausgegebenen Kraftwerte jedes Zeitinkrementes herangezogen. Unter Berücksichtigung des in den Zeitschritten zurückgelegten Gleitweginkrementes können so mit Hilfe des Gesamtgleitweges für den Gleitweg gewichtete Mittelwerte der Reibungskräfte erzeugt werden. Dividiert man nun diese Mittelwerte durch die Länge des FE-Modells (80 mm), auf welcher der die Reibungskraft erzeugende Querdruck herrscht, so ergeben sich schließlich für die einzelnen Berechnungen mittlere Reibungskräfte je Längeneinheit. Diese so erzeugten Werte sind in Tabelle 6.11 dargestellt.

Tabelle 6.11: Gewichtete Mittelwerte der Reibungskraft in [kN/m] für die FE-Berechnungen mit äußerer Gleitung

Reibungsbeiwert Sattel - Bandhülle	Temperatur	Gleitgeschwindigkeit [mm/min]	Sattelmateriale	AG: Gewichtete Mittelwerte der Reibungskräfte in [kN/m] bei Querpressungen von			
				Q = 25 % bzw. 37,5 kN/m	Q = 50 % bzw. 75,0 kN/m	Q = 75 % bzw. 112,5 kN/m	Q = 100 % bzw. 150,0 kN/m
0,030	RT	10	PE-HD	1,14	2,33	3,57	4,82
0,030	RT	50	PE-HD	1,14	2,30	3,49	4,68
0,090	RT	10	PE-HD	3,39	6,83	10,32	13,83
0,090	RT	50	PE-HD	3,39	6,80	10,24	13,69
0,030	RT	10	Edelstahl	1,12	2,25	3,37	4,50
0,030	RT	50	Edelstahl	1,12	2,25	3,37	4,50
0,090	RT	10	Edelstahl	3,37	6,75	10,12	13,49
0,090	RT	50	Edelstahl	3,37	6,75	10,12	13,49
0,030	35 °C	10	PE-HD	-	-	3,55	4,61
0,030	35 °C	50	PE-HD	-	-	3,47	4,56
0,090	35 °C	10	PE-HD	-	-	10,30	13,61
0,090	35 °C	50	PE-HD	-	-	10,22	13,56
Variationen bei $\mu = 0,030$, $v = 10$ mm/min, Sattel aus PE-HD							
PE-HD-Sattel 4 mm				-	-	3,50	-
PE-HD-Sattel 8 mm				-	-	3,63	-
Bandhülle 2 mm				-	-	3,59	-
Bandhülle 4 mm				-	-	3,54	-
Materialkennwerte für T = 45 °C				-	-	3,54	-

Es ist ein annähernd linearer Zusammenhang zwischen Reibungskraft und Querpressung erkennbar. Dies bestätigen die aufbauend auf den in dieser Tabelle angegebenen Werten berechneten Reibungsbeiwerte. Die Umrechnung in Reibungsbeiwerte erfolgt, indem die mittleren Reibungskräfte durch die herrschende Querpressung in der jeweiligen Berechnung dividiert werden (beide Werte besitzen die Dimension Kraft je Längeneinheit). Die sich so ergebenden Reibungsbeiwerte sind in Tabelle 6.12 dargestellt.

Tabelle 6.12: Umrechnung in globale Reibungsbeiwerte für die FE-Berechnungen mit äußerer Gleitung

Reibungsbeiwert Sattel - Bandhülle	Temperatur	Gleitgeschwindigkeit [mm/min]	Sattelmateriale	AG: „Globale“ Reibungsbeiwerte bei Querpressungen von			
				Q = 25 % bzw. 37,5 kN/m	Q = 50 % bzw. 75,0 kN/m	Q = 75 % bzw. 112,5 kN/m	Q = 100 % bzw. 150,0 kN/m
0,030	RT	10	PE-HD	0,030	0,031	0,032	0,032
0,030	RT	50	PE-HD	0,030	0,031	0,031	0,031
0,090	RT	10	PE-HD	0,090	0,091	0,092	0,092
0,090	RT	50	PE-HD	0,090	0,091	0,091	0,091
0,030	RT	10	Edelstahl	0,030	0,030	0,030	0,030
0,030	RT	50	Edelstahl	0,030	0,030	0,030	0,030
0,090	RT	10	Edelstahl	0,090	0,090	0,090	0,090
0,090	RT	50	Edelstahl	0,090	0,090	0,090	0,090
0,030	35 °C	10	PE-HD	-	-	0,032	0,031
0,030	35 °C	50	PE-HD	-	-	0,031	0,030
0,090	35 °C	10	PE-HD	-	-	0,092	0,091
0,090	35 °C	50	PE-HD	-	-	0,091	0,090
Variationen bei $\mu = 0,030$, $v = 10$ mm/min, Sattel aus PE-HD							
PE-HD-Sattel 4 mm				-	-	0,031	-
PE-HD-Sattel 8 mm				-	-	0,032	-
Bandhülle 2 mm				-	-	0,032	-
Bandhülle 4 mm				-	-	0,031	-
Materialkennwerte für T = 45 °C				-	-	0,031	-

Ein Vergleich dieser Reibungsbeiwerte mit den im FE-Modell für die Kontaktdefinition angesetzten Reibungsbeiwerten (vgl. die Werte in der ersten Spalte der Tabelle bzw. der für die Varianten-Berechnungen in der entsprechenden Kopfzeile angegebene Wert von $\mu = 0,03$) zeigt nur sehr geringe Unterschiede. Dies unterscheidet die Berechnungsergebnisse am deutlichsten von denjenigen mit innerer Gleitung. Grund hierfür ist der nur äußerst geringe Deformationsanteil der Reibungskraft, der für äußere Gleitung mit den nahezu ebenen Kontaktflächen in der Gleitfuge

begründet werden kann. Die Regelmäßigkeit der Kontaktflächen ändert sich in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur und der herrschenden Querpressung nur unwesentlich.

Die sich tatsächlich ergebenden Reibungskräfte sind anders als bei innerer Gleitung fast ausschließlich vom Reibungsbeiwert in der Gleitfuge abhängig. Je geringer dieser Reibungsbeiwert ist, desto eher wird eine äußere Gleitung stattfinden. Günstig für die Erzielung einer äußeren Gleitung wirkt sich gemäß der Berechnungen zusätzlich eine dickere Bandhülle sowie ein möglichst dünner Sattel aus PE-HD aus (immer unter Berücksichtigung der Angaben in den jeweiligen bauaufsichtlichen Zulassungen!).

6.3 Vergleich der numerischen Gleituntersuchungen mit den praktischen Untersuchungsergebnissen

6.3.1 Betrachtung der inneren Gleitung

Eine Haftreibung, wie sie in den praktischen Versuchen auftrat, konnte numerisch nicht simuliert werden. Ziel der numerischen Untersuchungen war allerdings, das Verhalten der Umhüllungen beim Gleitprozess und den Verlauf der Reibungskraft über den Gleitweg zu erforschen. Dies konnte mit Hilfe der durchgeführten FE-Simulationen erreicht werden. Ähnlich wie in den Versuchen konnte auch hier ein stark wellenförmiger Verlauf der Reibungskraft über den Gleitweg beobachtet werden, bei dem sich lokale Maxima ausbildeten. Es konnte ein Zusammenhang zwischen den Abständen der Hochpunkte von den dazugehörigen Tiefpunkten und der Schlaglänge der Litze festgestellt werden. Der qualitative Verlauf der Reibungskraft über den Gleitweg entspricht sehr gut den Versuchswerten.

Um die Ergebnisse der praktischen Versuche mit denjenigen der Gleitsimulationen anhand von Zahlenwerten vergleichen zu können, muss zunächst aus den Versuchsergebnissen die Situation der Litze mit ihren Umhüllungen und dem Ausschnitt aus dem Sattel entsprechend des FE-Modells zurückgerechnet werden. Dabei muss berücksichtigt werden, dass im FE-Modell lediglich eine Querpressungsebene vorlag und die Situation für eine Einzellitze simuliert wurde. Die Rückrechnung in eine Querpressungsebene erfolgt analog zum Vorgehen im Rechenbeispiel am Ende von Kapitel 5. Rechnet man die Daten der Versuchsergebnisse so um, kann ein relativer Vergleich der ermittelten maximalen Gleitreibungskräfte und der gewichteten Mittelwerte der Gleitreibungskräfte

aus den Versuchen und den FE-Simulationen entsprechend den Bildern 6.56 und 6.57 vorgenommen werden.

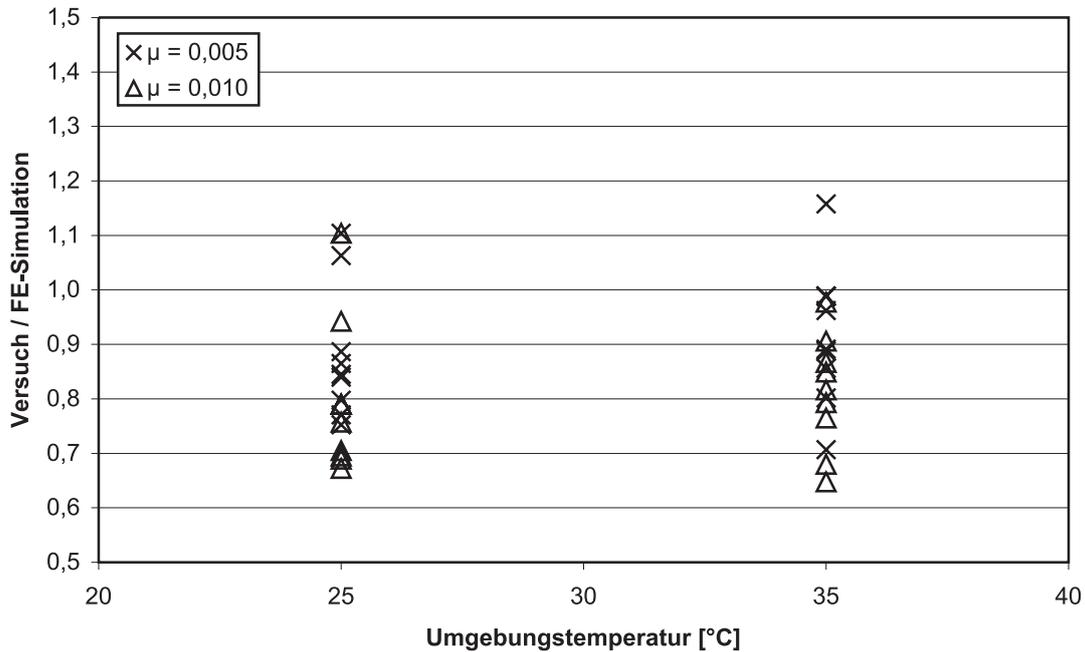


Bild 6.56: Relativer Vergleich der maximalen Gleitreibungskräfte aus den praktischen Versuchen und den FE-Simulationen

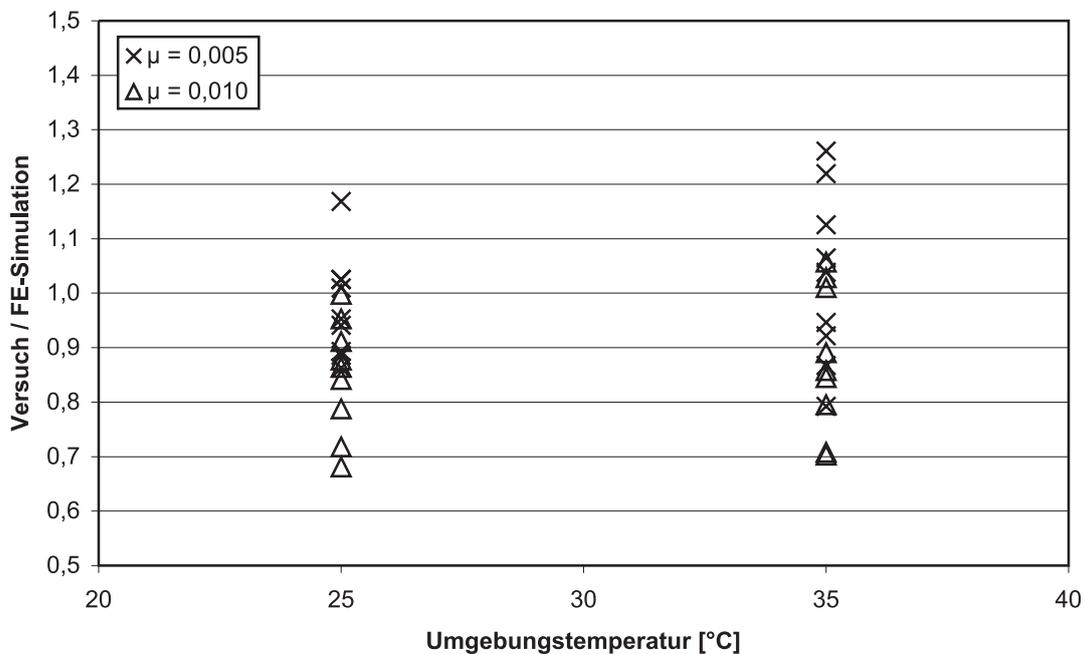


Bild 6.57: Relativer Vergleich der mittleren Gleitreibungskräfte aus den praktischen Versuchen und den FE-Simulationen

In diesen Diagrammen sind jeweils Quotienten aus Versuchswerten

und Werten der FE-Simulationen dargestellt. In Bild 6.56 ist zu erkennen, dass die FE-Simulationen die maximalen Gleitreibungskräfte tendenziell etwas zu hoch erfassen. Der Ansatz eines niedrigeren Reibungsbeiwertes zwischen Litze und Monohülle im FE-Modell führt dabei zu besseren Übereinstimmungen mit den praktischen Versuchen. Was die gewichteten Mittelwerte der Gleitreibungskräfte angeht, so liegen die Werte aus den FE-Simulationen näher bei den Werten aus den Gleitungsversuchen, vgl. Bild 6.57. Die besten Übereinstimmungen ergeben sich wiederum bei Ansatz eines möglichst kleinen Reibungsbeiwertes zwischen Litze und Monohülle.

Es konnte außerdem übereinstimmend zwischen Versuch und FE-Simulation festgestellt werden, dass sich eine Vergrößerung der Gleitgeschwindigkeit positiv auf die Reibwiderstände auswirkt. Bei höheren Umgebungstemperaturen ist, ebenso wie dies in den Versuchen festgestellt wurde, mit einem erhöhten Reibwiderstand zu rechnen. Dies ist auf das weichere Materialverhalten des Kunststoffes zurückzuführen, der stärkere Eindrückungen aufweist, wodurch der Litzenbewegung höhere Widerstände entgegen gebracht werden.

6.3.2 Betrachtung der äußeren Gleitung

Ein direkter Vergleich der numerischen Untersuchungen mit den praktischen Versuchsergebnissen gestaltet sich für äußere Gleitung als sehr schwierig. Wie mit den Versuchsdaten ermittelt wurde, schwanken die Reibungsbeiwerte innerhalb jedes Versuchs sehr stark. Solche Schwankungen wurden in den FE-Berechnungen nicht festgestellt, bei denen lediglich zwei verschiedene Reibungsbeiwerte zwischen Bandhülle und Sattel verwendet wurden. Eine Darstellung mit Diagrammen wie im vorangegangenen Abschnitt ist daher nicht sinnvoll.

Grundsätzlich lag in jedem Versuch zumindest an einer Seite ein Bandabschnitt vor, der zur Lasteintragung verwendet wurde. In den Versuchen konnte und sollte auf eine solche Lasteintragung nicht verzichtet werden. Alternativ dazu hätten tatsächlich umgelenkte Spannglieder getestet werden müssen. Diese Lasteinleitung wurde aus Gründen der Vereinfachung in den FE-Berechnungen nicht realisiert. Die durchgeführten FE-Simulationen können daher am ehesten mit einem bündelweise vorgespannten Spannglied verglichen werden, das aus einem oder mehreren Spannbändern besteht. Hier treten zwar ebenfalls Lastübertragungen zwischen benachbarten Bändern auf, die fehlende Relativverschiebung in diesen Fugen führt aber dazu, dass die Klemmeffekte zwischen den Bandhüllen von untergeordneter Bedeutung sind.

Das in den praktischen Gleitversuchen festgestellte günstigere Verhalten einer gefetteten Edelstahlplatte im Vergleich zu einem Sattel aus PE-HD konnte numerisch bestätigt werden.

Eine erhöhte Umgebungstemperatur führt bei den FE-Simulationen zu etwas günstigeren Reibwiderständen, die Unterschiede sind allerdings minimal. Dies ist auf eine geringfügige Verringerung der Spannungsspitzen in der Gleitfuge zurückzuführen. Ebenso wie in den praktischen Versuchen kann durch die numerischen Untersuchungen bestätigt werden, dass eine Verringerung der Gleitgeschwindigkeit zu einer Vergrößerung der Reibungskräfte führt. Das zeitabhängige Verformungsverhalten der Kunststoffumhüllungen und ggf. des Sattels ergeben bei langsameren Ziehgeschwindigkeiten größere Verformungen senkrecht zur Gleitrichtung, wodurch der Bewegung des Bandes ein größerer Widerstand entgegen gebracht wird. Die Unterschiede zwischen den untersuchten Geschwindigkeiten sind sowohl in den Versuchen als auch in den Simulationen eher gering.

7 Hilfsmittel und Empfehlungen für die Praxis

7.1 Auswertung der Vorhersagemodelle für die Höhe der Reibungsverluste beim Vorspannen

7.1.1 Vorbemerkung

Nachfolgend werden Diagramme zu den in Kapitel 5 entwickelten Vorhersagemodellen für die Reibungsverluste und das damit zu erwartende Gleitverhalten beim Vorspannen der verwendeten Bänder angegeben. Dies entspricht einer Auswertung der Vorhersagemodelle für variable Sattelausbildungen (ungefettetes und gefettetes PE-HD, gefetteter Edelstahl), Ziehgeschwindigkeiten (10, 30 und 50 mm/min) und Umgebungstemperaturen (Raumtemperatur, $T = 35\text{ °C}$) bei unterschiedlichen Querpressungen am Sattel zum Zeitpunkt des Vorspannens. Dabei werden die aus den Versuchsdaten hergeleiteten Ausgleichskurven für innere Gleitung entsprechend Tabelle 5.11 und für äußere Gleitung gemäß Tabelle 5.12 verwendet. Am Ende von Kapitel 5 wurde bereits in einem Beispiel die Anwendung der Modelle exemplarisch gezeigt. Es soll nun der Fall des gleichzeitigen Vorspannens aller Bänder des Spannglieds betrachtet werden.

In den Diagrammen wird jeweils angegeben, aus wie vielen 4-litzigen Bändern sich das Spannglied zusammensetzt, d.h. $n = 1, 2, 3$ oder 4 . Für $n = 1$ wird demzufolge auch die Situation eines bandweisen Vorspannens dargestellt, ansonsten wird dieser Fall aber hier nicht weiter verfolgt. Die Situation für ein bandweise vorgespanntes Spannglied wird für die Erzielung einer äußeren Gleitung mit Zunahme der Zahl der Spannbänder, die zum betrachteten Spannglied gehören, immer ungünstiger. Die Querpressungen werden in den einzelnen Bandfugen höher und setzen einer Gleitbewegung des Bandes samt seinen Umhüllungen immer größere Widerstände entgegen, da nun für äußere Gleitung, abgesehen vom obersten Band, grundsätzlich zwei Gleitfugen vorliegen.

In den Diagrammen erfolgt die Auswertung der Daten aus den Gleitungsversuchen für äußere Gleitung gemäß den Beobachtungen und Festlegungen aus Kapitel 5 lediglich bis zu einer Querpressung von 450 kN/m. Da für innere Gleitung und höhere Querpressungen in den Versuchen keine Probleme auftraten, erfolgt die Auswertung für innere Gleitung bis zur maximal zulässigen Querpressung von 600 kN/m. Grundsätzlich erfolgt die Angabe von zu erwartenden Reibungskräften immer unter Berücksichtigung der maximal zulässigen Querpressungen am Sattel, die sich aus den Angaben für zulässige Umlenkstrahlen in der entsprechenden bauaufsichtlichen Zulassung ergeben, vgl. [28]. Dies erklärt, warum beispielsweise die Kurven für $n = 2$ und innere Gleitung lediglich bis zu einer Querpressung von etwa 380 kN/m verlaufen. Höhere Querpressungen sind für ein Spannglied, bestehend aus zwei Bändern, gemäß bauaufsichtlicher Zulassung nicht möglich.

Für äußere Gleitung und $n = 1$ bis 4 verlaufen in jedem Diagramm die entsprechenden Kurven deckungsgleich. Der Grund hierfür liegt darin, dass die Gleitfuge immer die gleiche ist (Fuge zwischen unterstem Band und Sattel) und sich keine Randbedingung verändert. Die Kurve für $n = 2$ verlängert sozusagen die Kurve für $n = 1$ usw., da für $n = 2$ eine höhere Querpressung zulässig ist als für $n = 1$. Dies folgt aus der Auswertung der zulässigen Umlenkstrahlen für unterschiedliche Spanngliedgrößen gemäß der bauaufsichtlichen Zulassung, vgl. [28].

Es wird davon ausgegangen, dass im Ausgangszustand jeweils alle Bänder die gleiche Vorspannkraft besitzen. Diese kann Null sein (d.h. die Bänder sind ideal gestrafft, besitzen aber noch keine Längskraft), sie kann aber auch einen von Null verschiedenen Wert aufweisen (d.h. die Bänder besitzen eine gleichmäßige Längskraft aus einem vorangegangenen Vorspannprozess).

Auf der Ordinate ist in jedem Diagramm die Größe der zu erwartenden Reibungskraft angegeben, die sich durch Auswertung der Vorhersagemodelle für die im entsprechenden Diagramm berücksichtigten Randbedingungen und dem auf der Abszisse angegebenen Wert der Querpressung am Sattel zu Beginn des Vorspannprozesses ergibt.

Wie in Kapitel 5 dargelegt wurde, erfolgte bei allen Versuchen mit innerer Gleitung die Lagerung des geprüften Spannbandes auf einer PE-HD-Platte. Der Einfluss der Lagerungsbedingungen der Bandhülle (d.h. die Sattelausbildung) auf das Verhalten zwischen Litze und Monohülle bei einer inneren Gleitung wurde also in den Versuchen vernachlässigt bzw. konstant belassen. Falls die Sattelausbildung variiert wird, wie z.B. durch eine Fettschicht oder die Verwendung eines Edelstahlsattels, werden in den entsprechenden Diagrammen zum Vergleich zwischen innerer und äußerer Gleitung weiterhin die aus den Versuchen hergeleiteten Kurven für innere Gleitung verwendet. Es werden in diesem Fall

jeweils diejenigen Versuche mit innerer Gleitung herangezogen, die bei den sonstigen Randbedingungen mit den Versuchen bei äußerer Gleitung übereinstimmen (also gleiche Umgebungstemperatur und gleiche Ziehgeschwindigkeit).

Unter Berücksichtigung dieser Erläuterungen erfolgt in den Diagrammen eine Unterscheidung in die beiden folgenden Fälle:

- Unter der Haftreibung (Bilder 7.1 bis 7.8) ist diejenige Kraft zu Beginn eines Vorspannprozesses zu verstehen, die zur Einleitung einer bestimmten Gleitung erforderlich ist. Sie entspricht dem in den Gleitungsversuchen am Anfang jedes Gleitvorgangs festgestellten punktuellen Anstieg im Kraft-Gleitweg-Diagramm. Sie wird als das maßgebende Kriterium angesehen, welche Gleitung zu Beginn des Vorspannprozesses bei einer bestimmten Querpressung zu erwarten ist. Der kleinere Wert der Haftreibungskraft aus innerer und äußerer Gleitung gibt den Ausschlag für das betreffende Gleitverhalten.
- Unter der Gleitreibung (Bilder 7.9 bis 7.16) ist diejenige Kraft zu verstehen, die aufgewendet werden muss, damit eine bestimmte Gleitung aufrecht erhalten bleibt. Sie entspricht für äußere Gleitung der zu erwartenden mittleren Reibungskraft während des Gleitens. Für innere Gleitung wird in den Diagrammen dagegen der Maximalwert der Gleitreibungskraft angesetzt, der sich durch den stark nicht-linearen Verlauf der Reibungskraft über den Gleitweg ergibt. Ein solcher Verlauf wurde sowohl in den praktischen als auch in den numerischen Untersuchungen festgestellt. Die Begründung für diese Gegenüberstellung liegt darin, dass bei äußerer Gleitung über den Gleitweg von einem ungefähr konstanten Reibungsverlauf ausgegangen werden kann, was durch die rechnerischen Untersuchungen bestätigt wurde. Bei innerer Gleitung steigen dagegen die Widerstände gegen eine Gleitung sehr stark an, so dass ein Umschlagen des Gleitverhaltens erwartet werden kann, wenn dieser Maximalwert über dem mittleren Reibungskraftwert für äußere Gleitung liegt (jeweils bei sich entsprechenden Querpressungen).

Für die Ermittlung der zu erwartenden Gleitung bei einer bestimmten Querpressung können aus den angegebenen Kurvenverläufen die Reibungskräfte für innere und äußere Gleitung abgelesen werden. Die kleinere Reibungskraft entscheidet schließlich zugunsten der einen oder der anderen Gleitungsart.

Zur Absicherung der hier dargestellten Ergebnisse und Modelle sind weitere Gleitungsversuche empfehlenswert!

7.1.2 Diagramme für Haftreibung

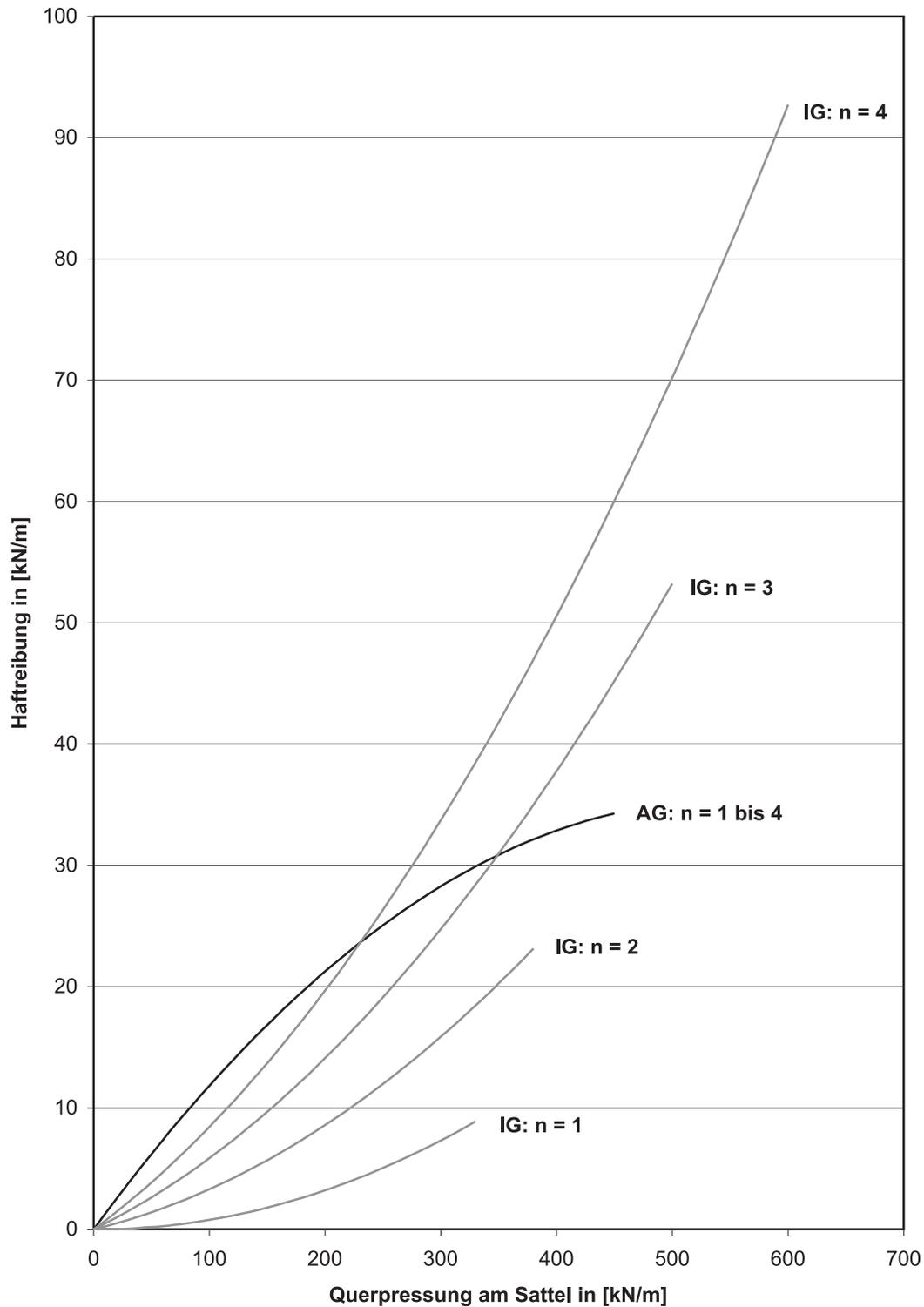


Bild 7.1: Zusammenhang zwischen Querpressung und Haftreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = RT$, $v = 10$ mm/min

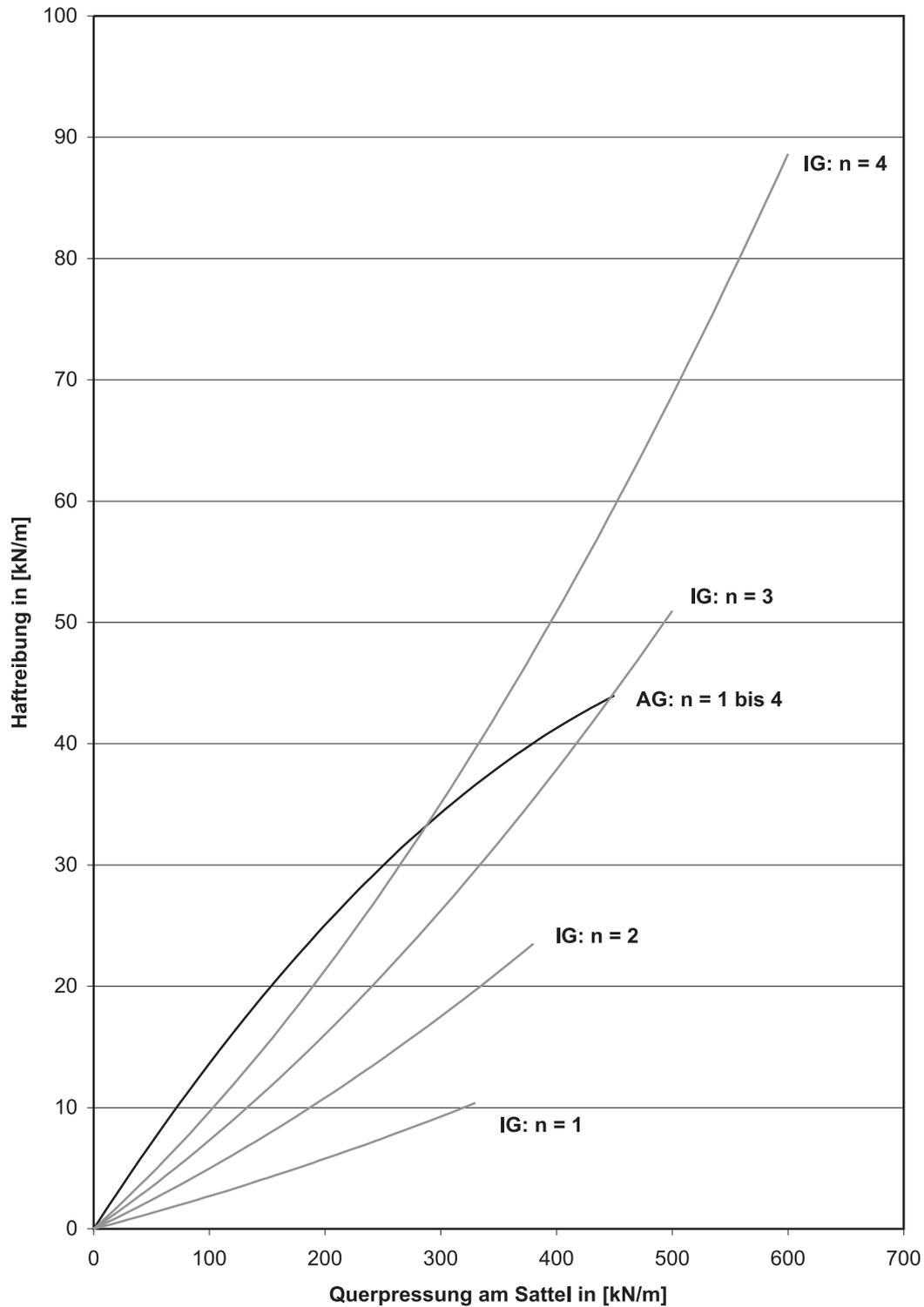


Bild 7.2: Zusammenhang zwischen Querpressung und Haftreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, T = RT, v = 30 mm/min

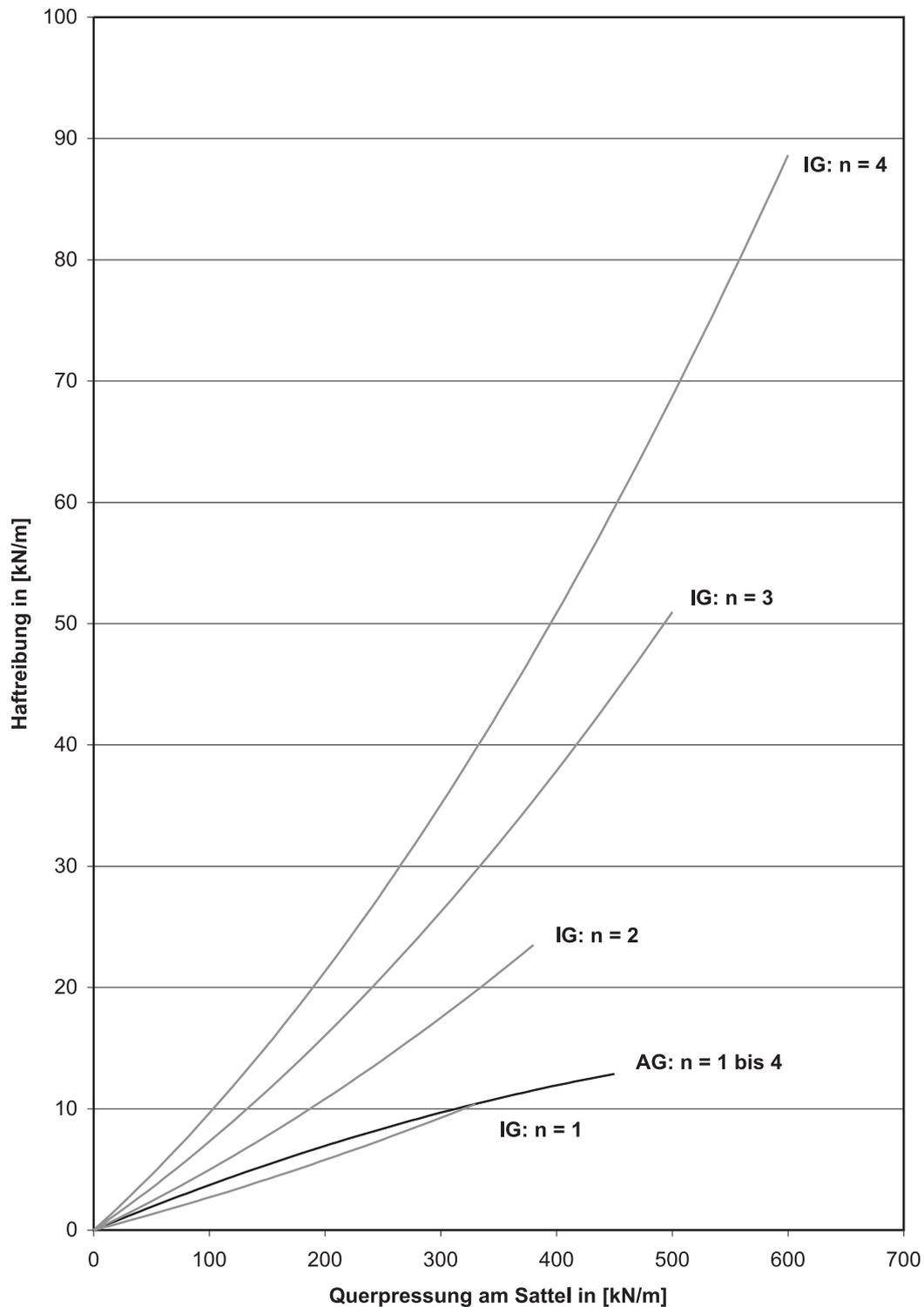


Bild 7.3: Zusammenhang zwischen Querpressung und Haftreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, gefettet, $T = RT$, $v = 30 \text{ mm/min}$

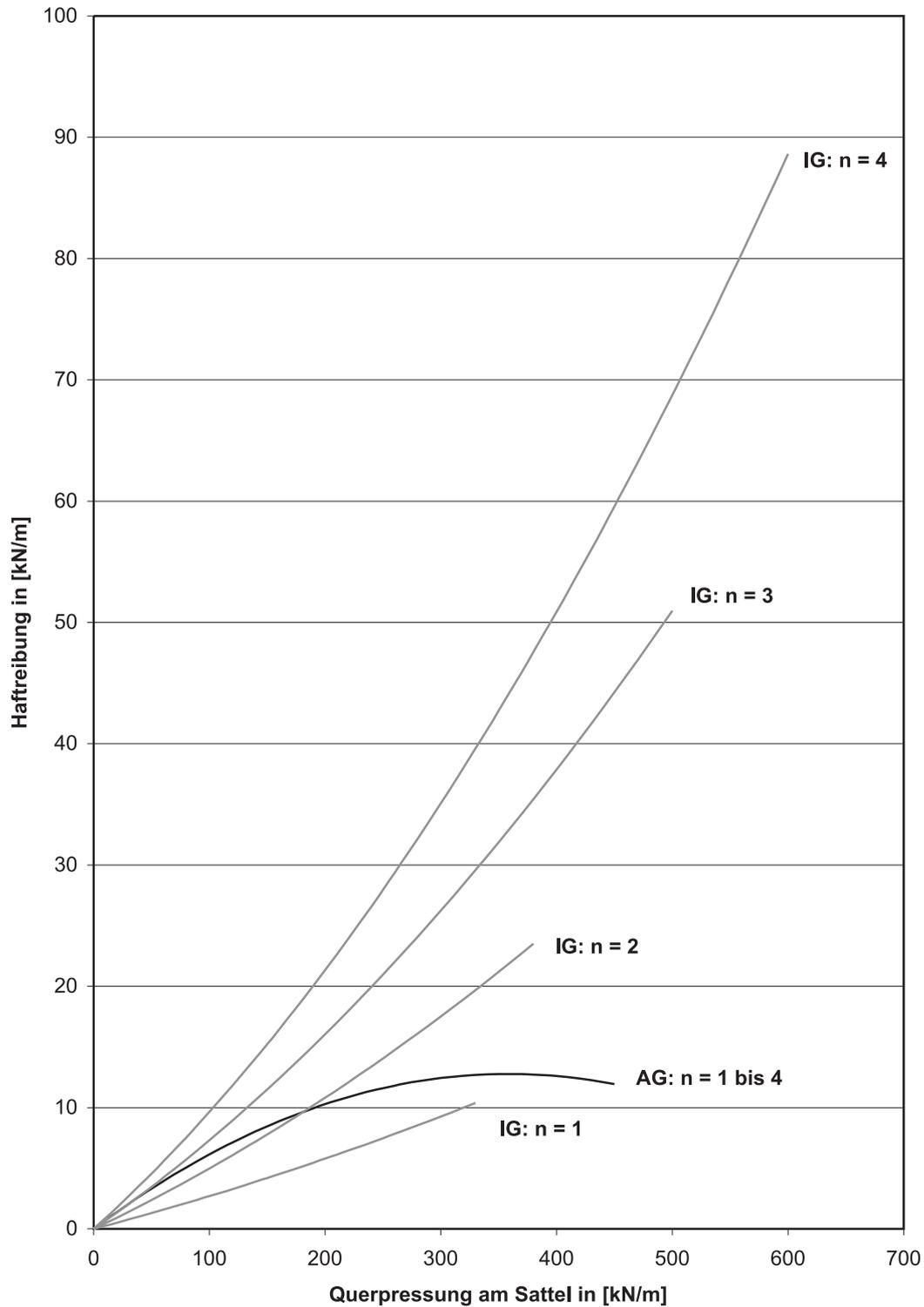


Bild 7.4: Zusammenhang zwischen Querpressung und Haftreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus Edelstahl, gefettet, $T = RT$, $v = 30 \text{ mm/min}$

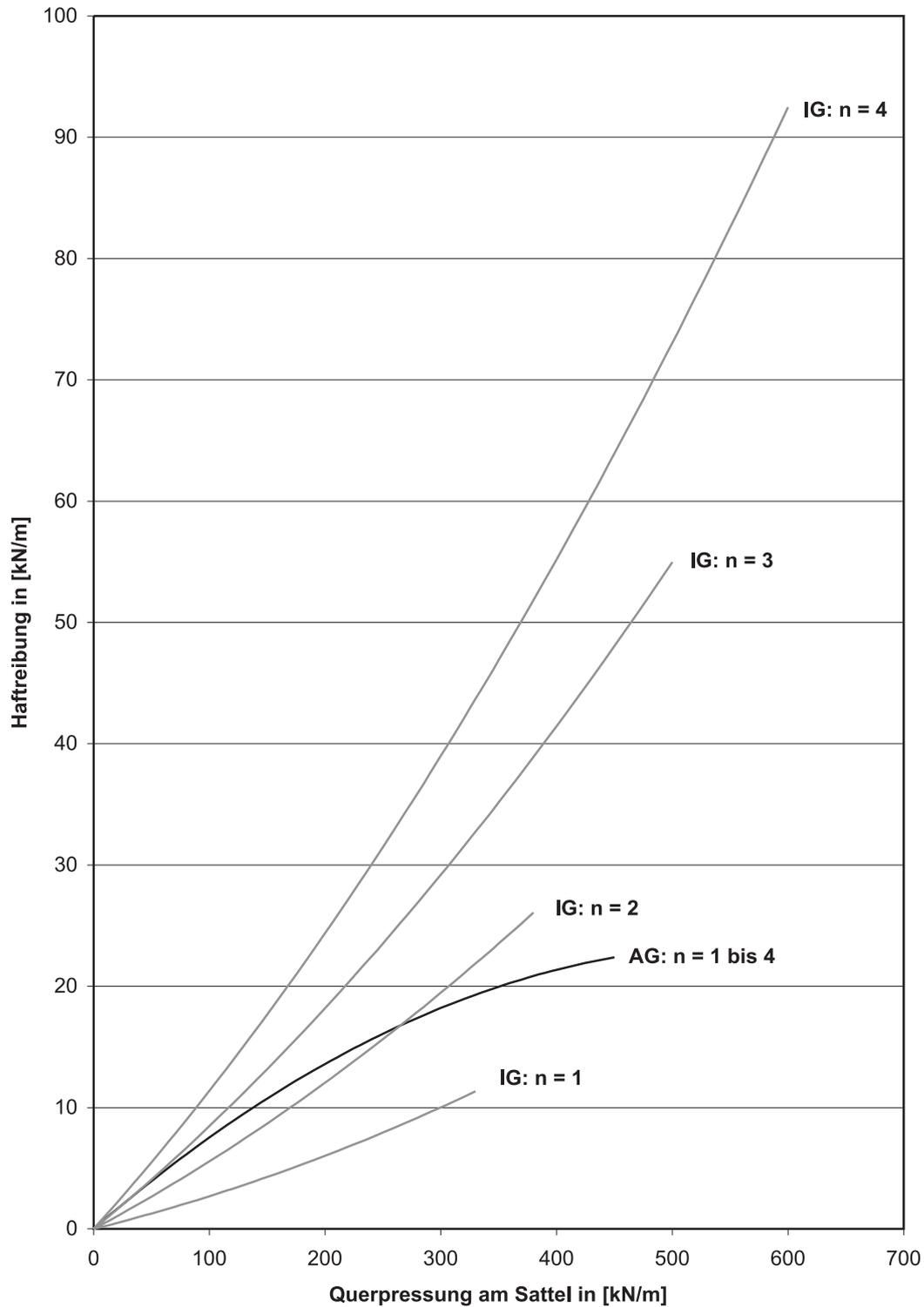


Bild 7.5: Zusammenhang zwischen Querpressung und Haftreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, T = RT, v = 50 mm/min

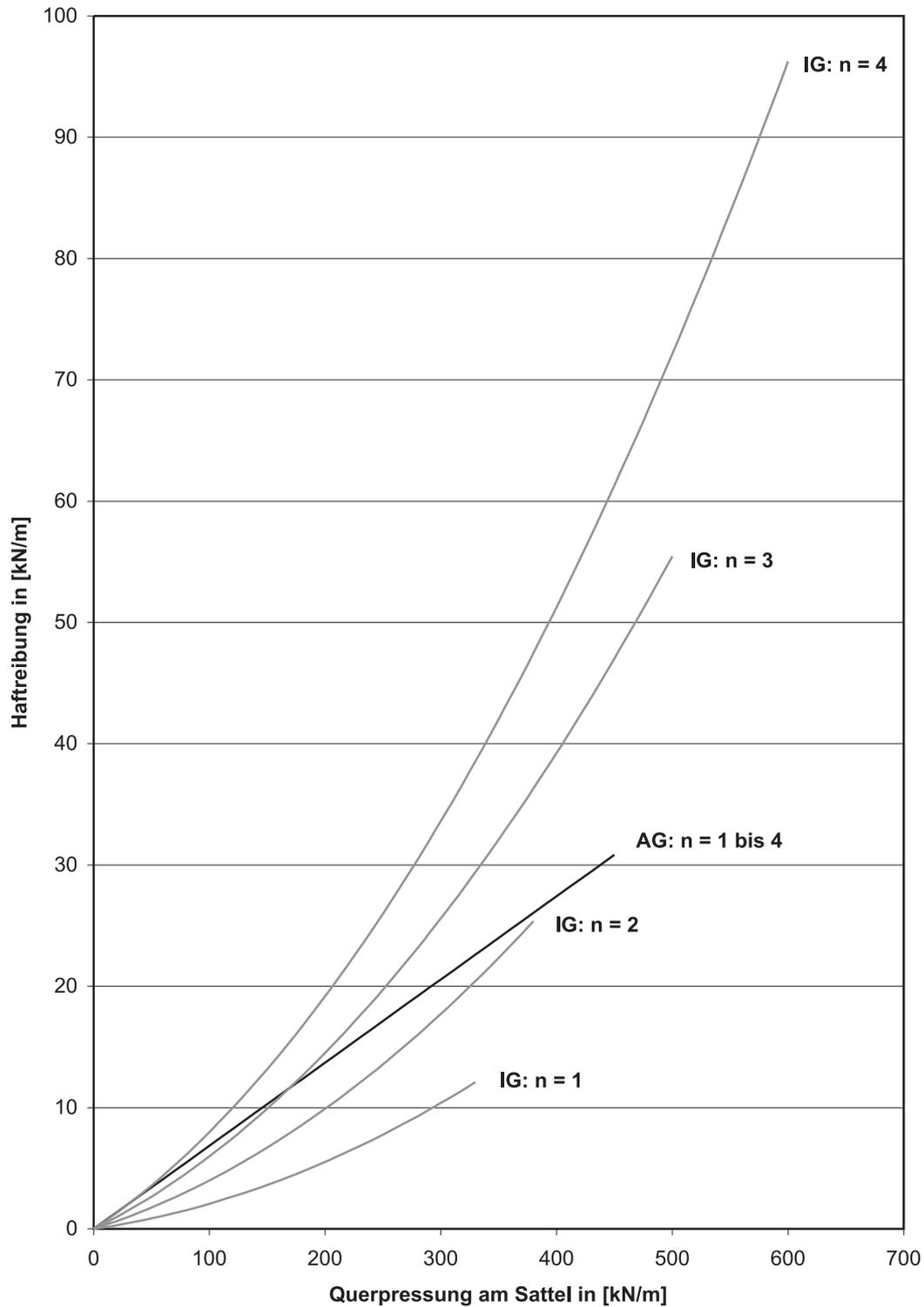


Bild 7.6: Zusammenhang zwischen Querpressung und Haftreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = 35\text{ °C}$, $v = 10\text{ mm/min}$

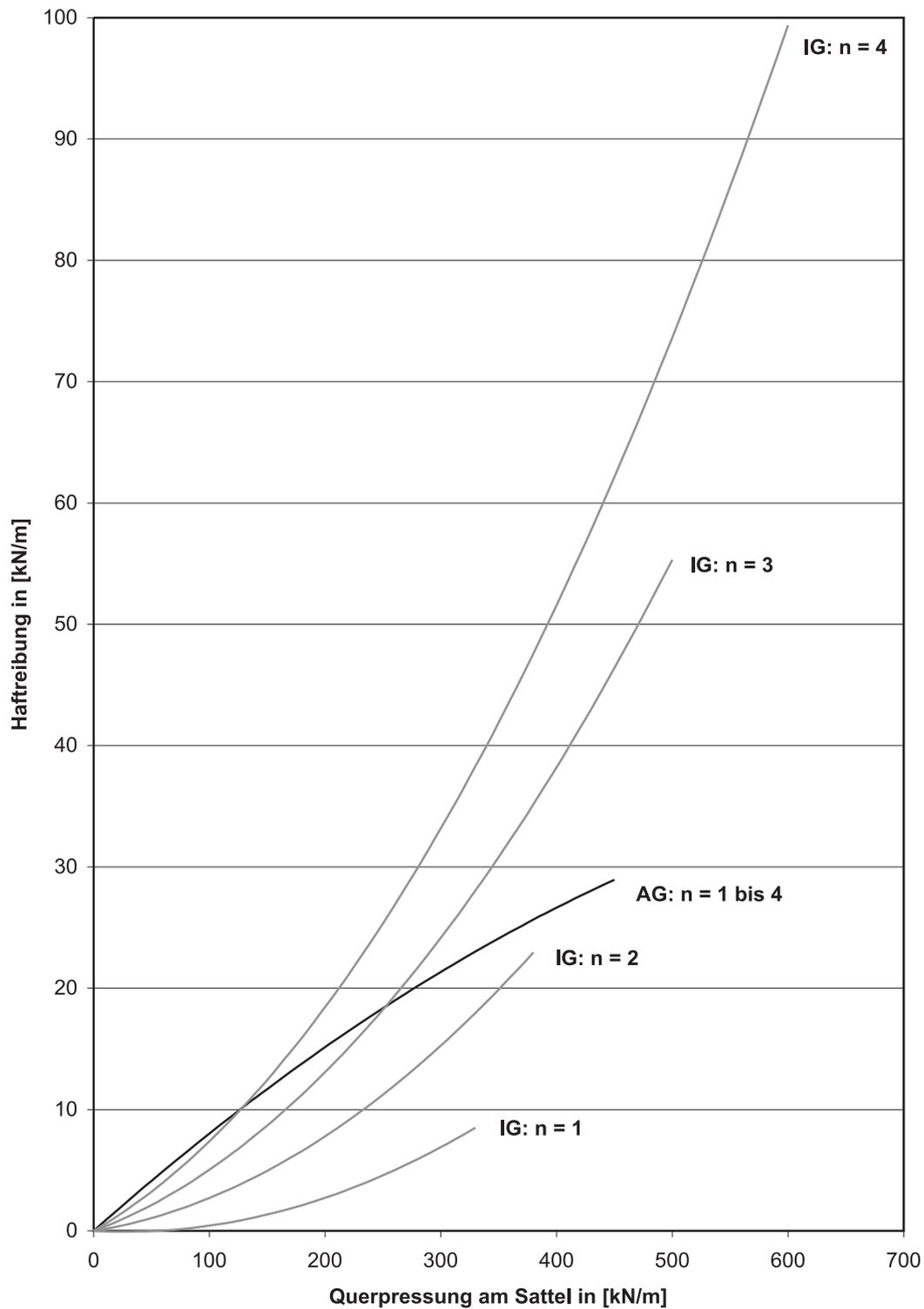


Bild 7.7: Zusammenhang zwischen Querpressung und Haftreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = 35\text{ °C}$, $v = 30\text{ mm/min}$

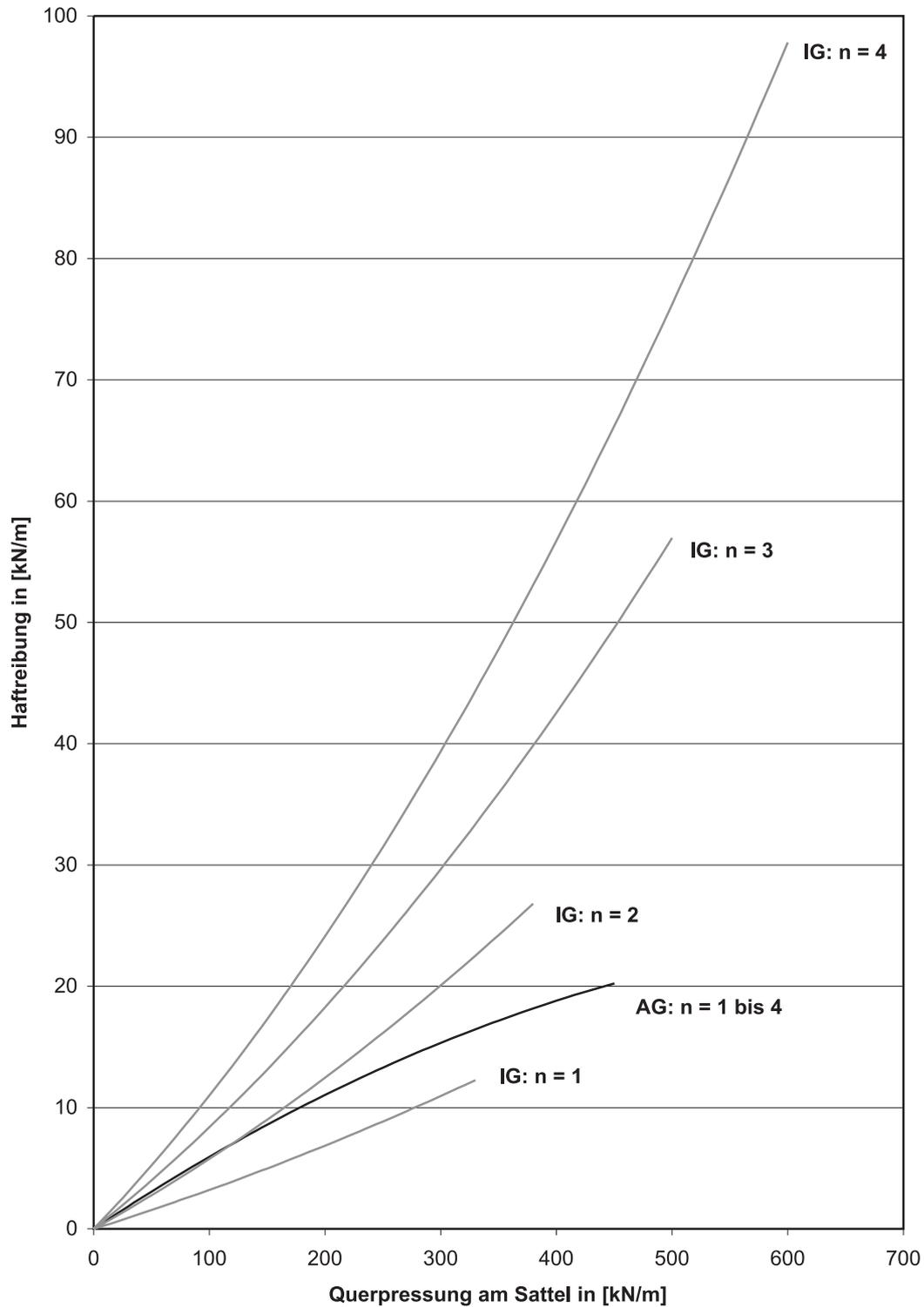


Bild 7.8: Zusammenhang zwischen Querpressung und Haftreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = 35\text{ °C}$, $v = 50\text{ mm/min}$

7.1.3 Diagramme für Gleitreibung

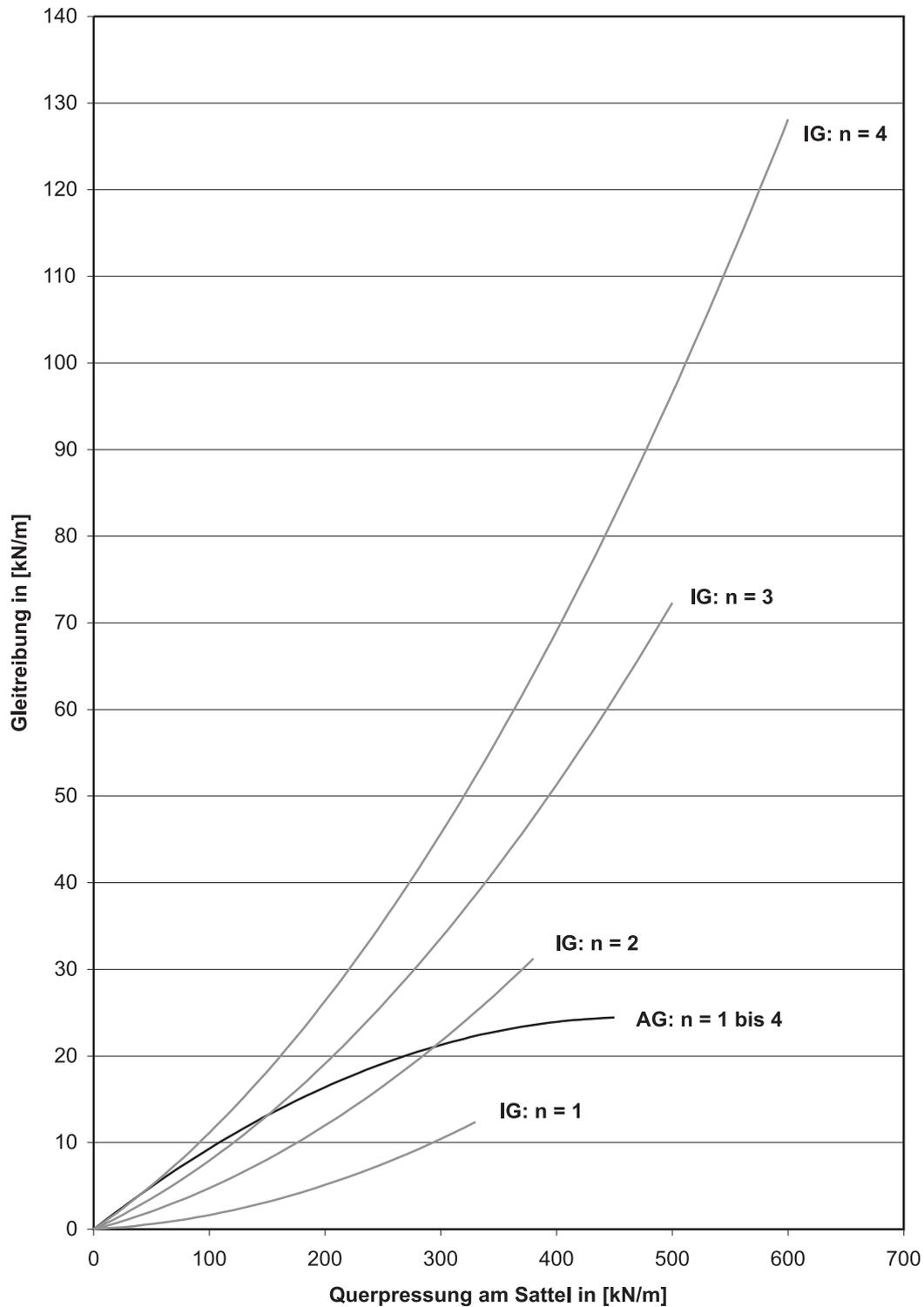


Bild 7.9: Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = RT$, $v = 10 \text{ mm/min}$

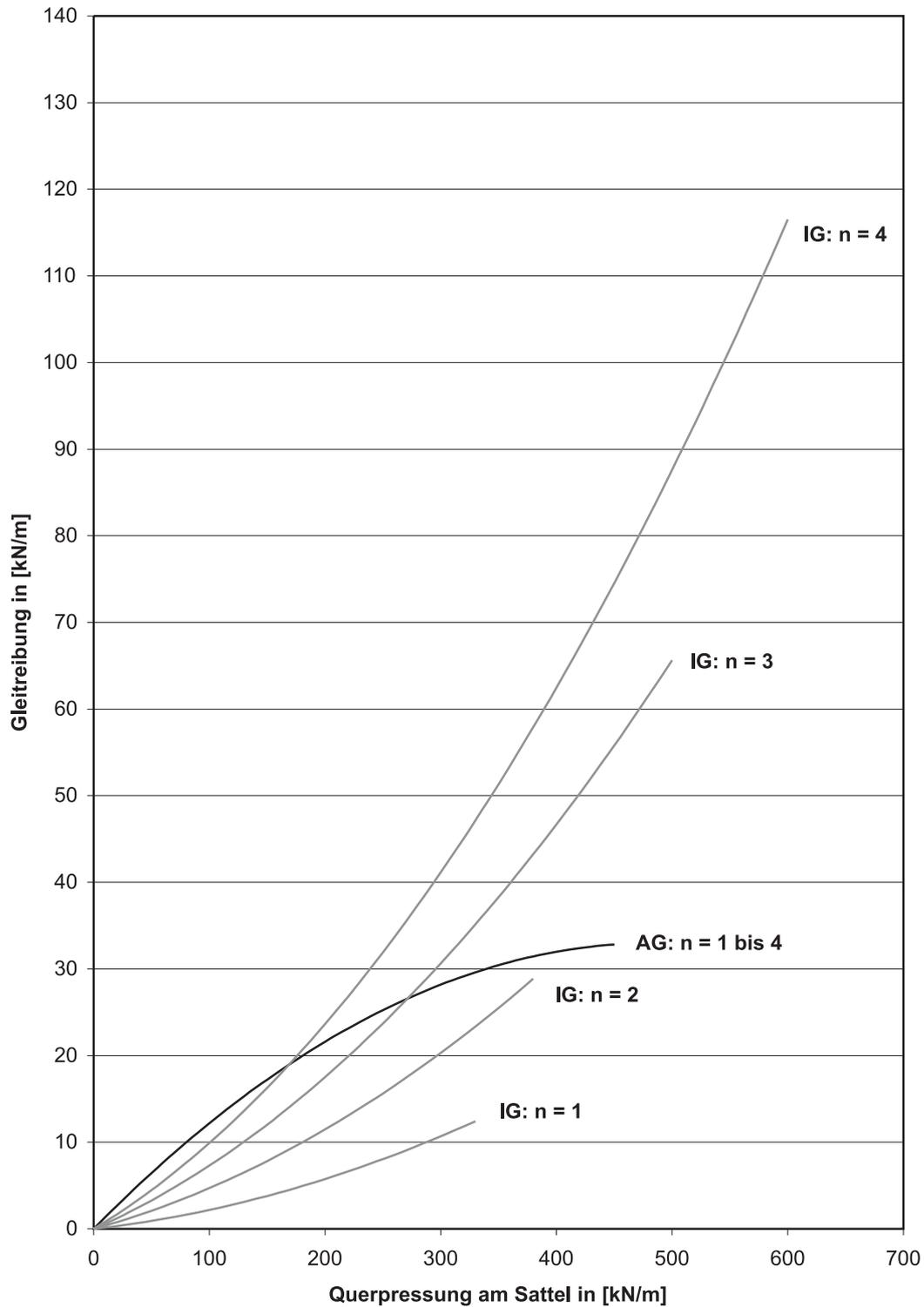


Bild 7.10: Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = RT$, $v = 30 \text{ mm/min}$

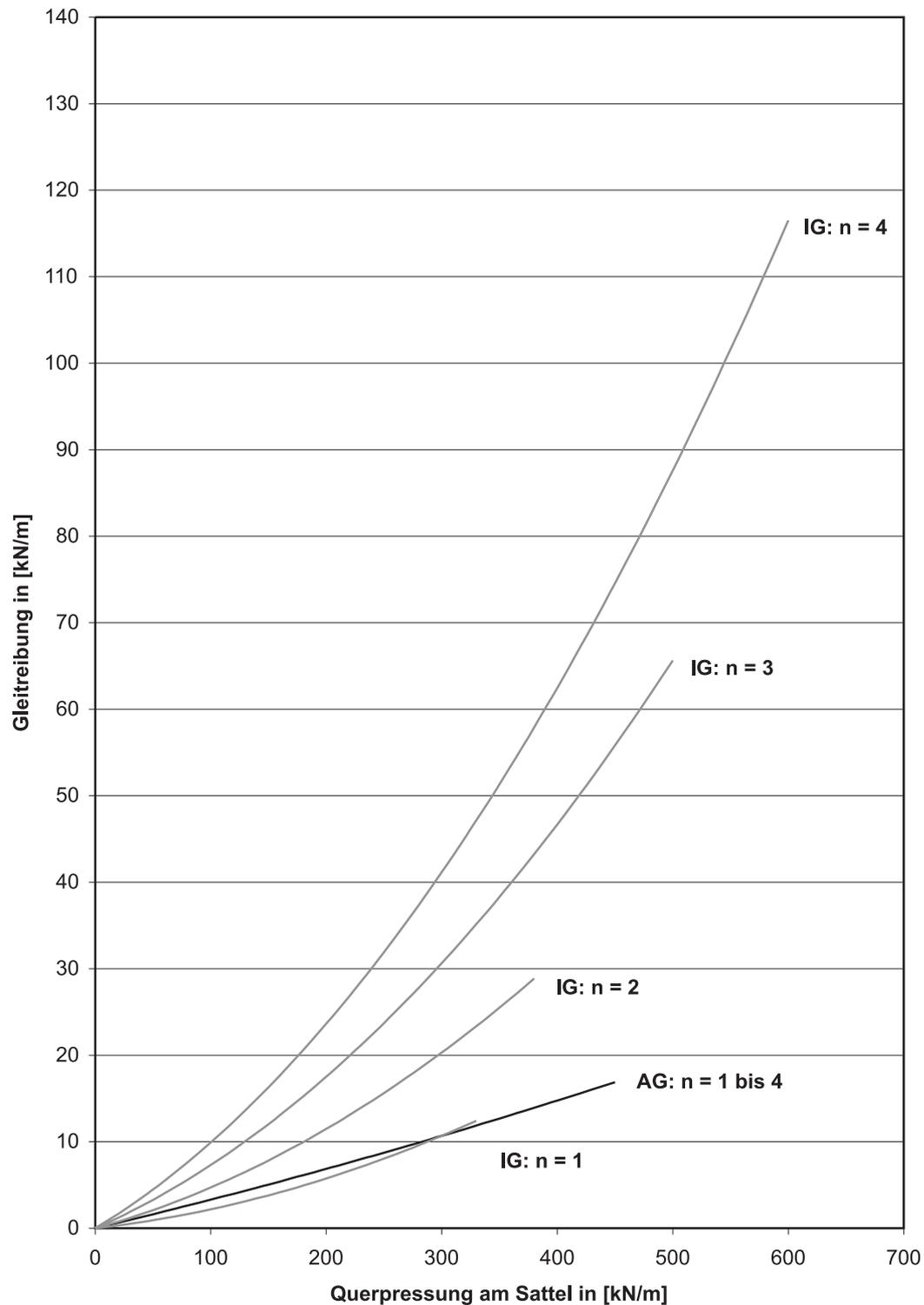


Bild 7.11: Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, gefettet, $T = RT$, $v = 30 \text{ mm/min}$

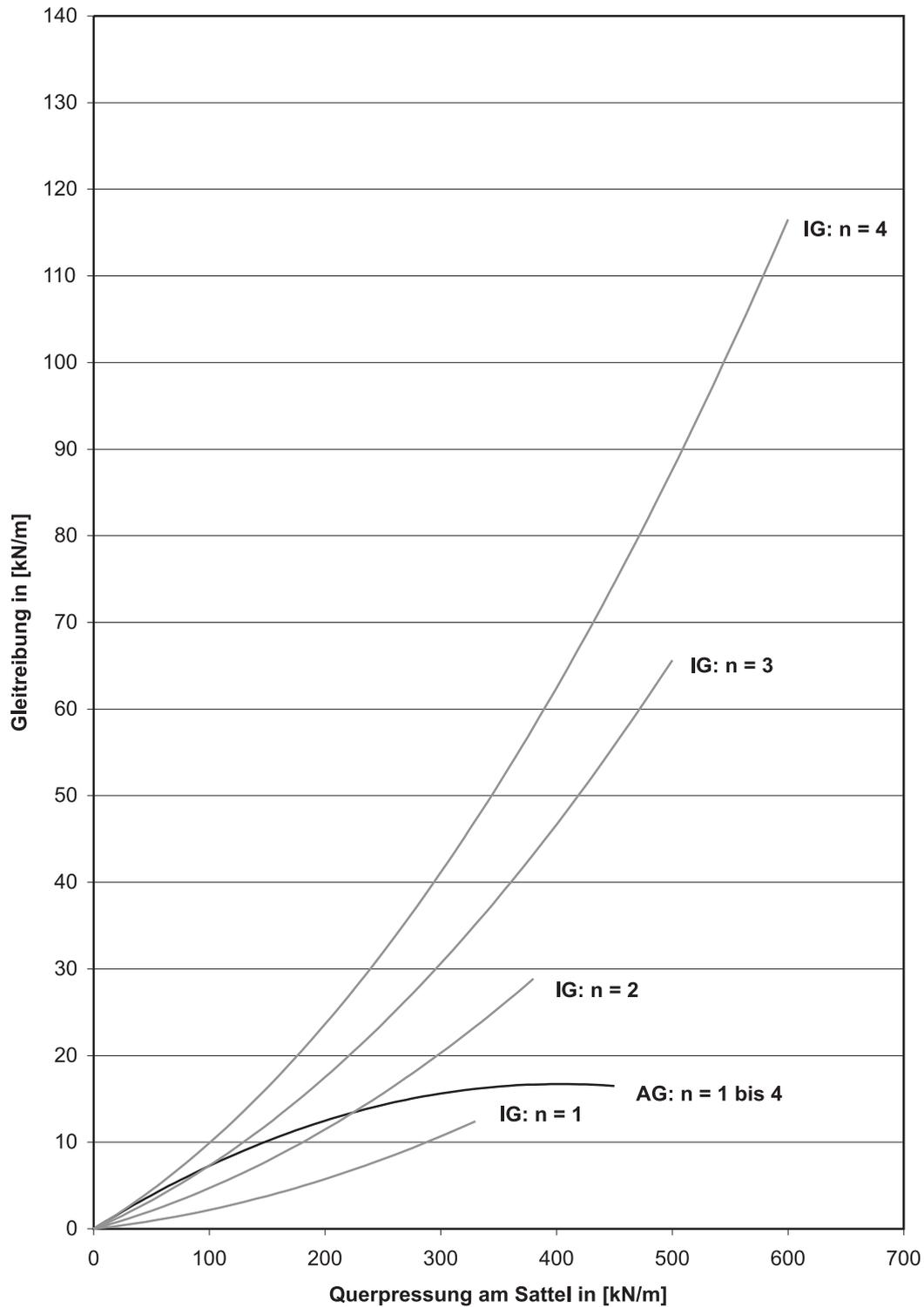


Bild 7.12: Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus Edelstahl, gefettet, $T = RT$, $v = 30 \text{ mm/min}$

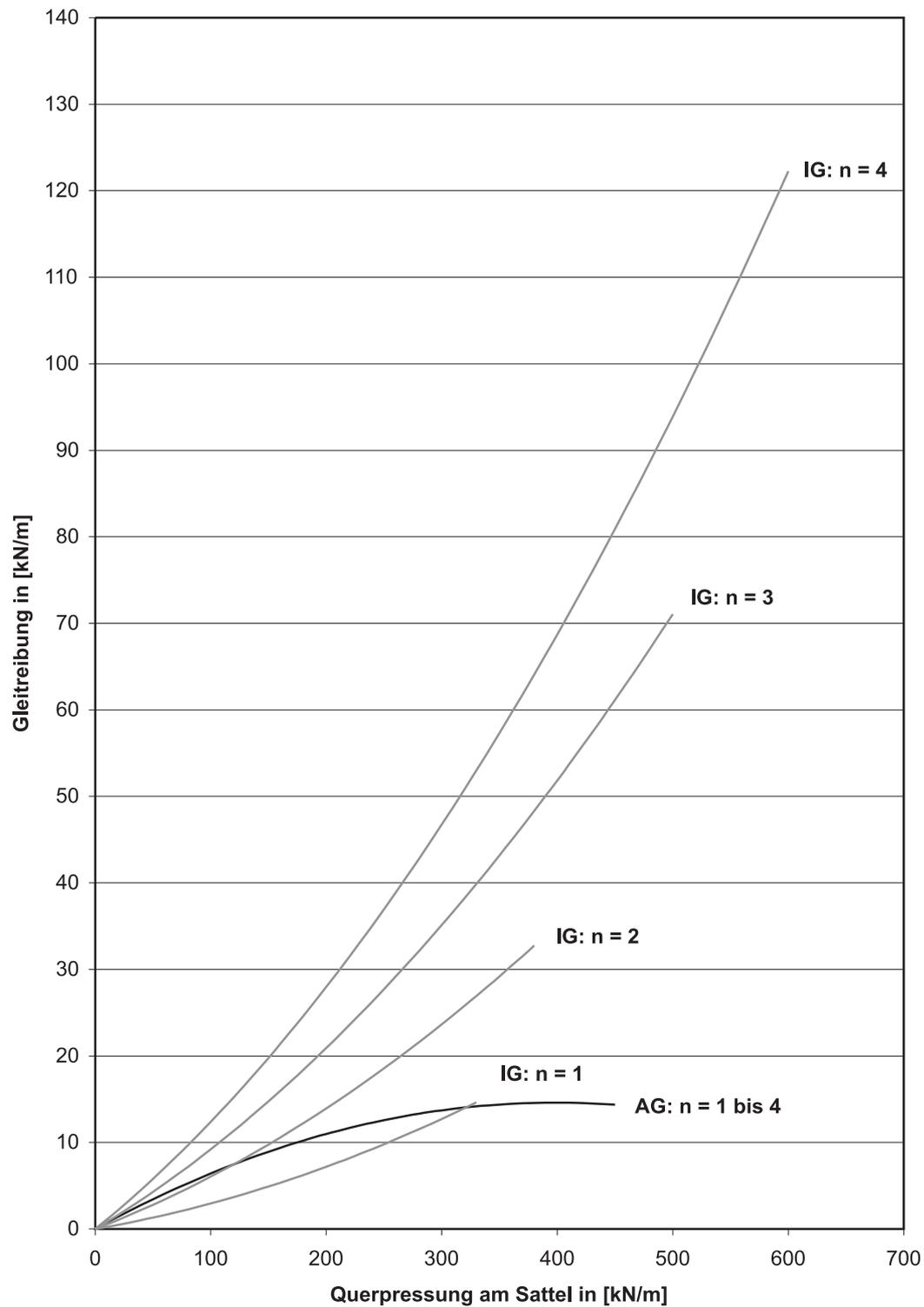


Bild 7.13: Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = RT$, $v = 50 \text{ mm/min}$

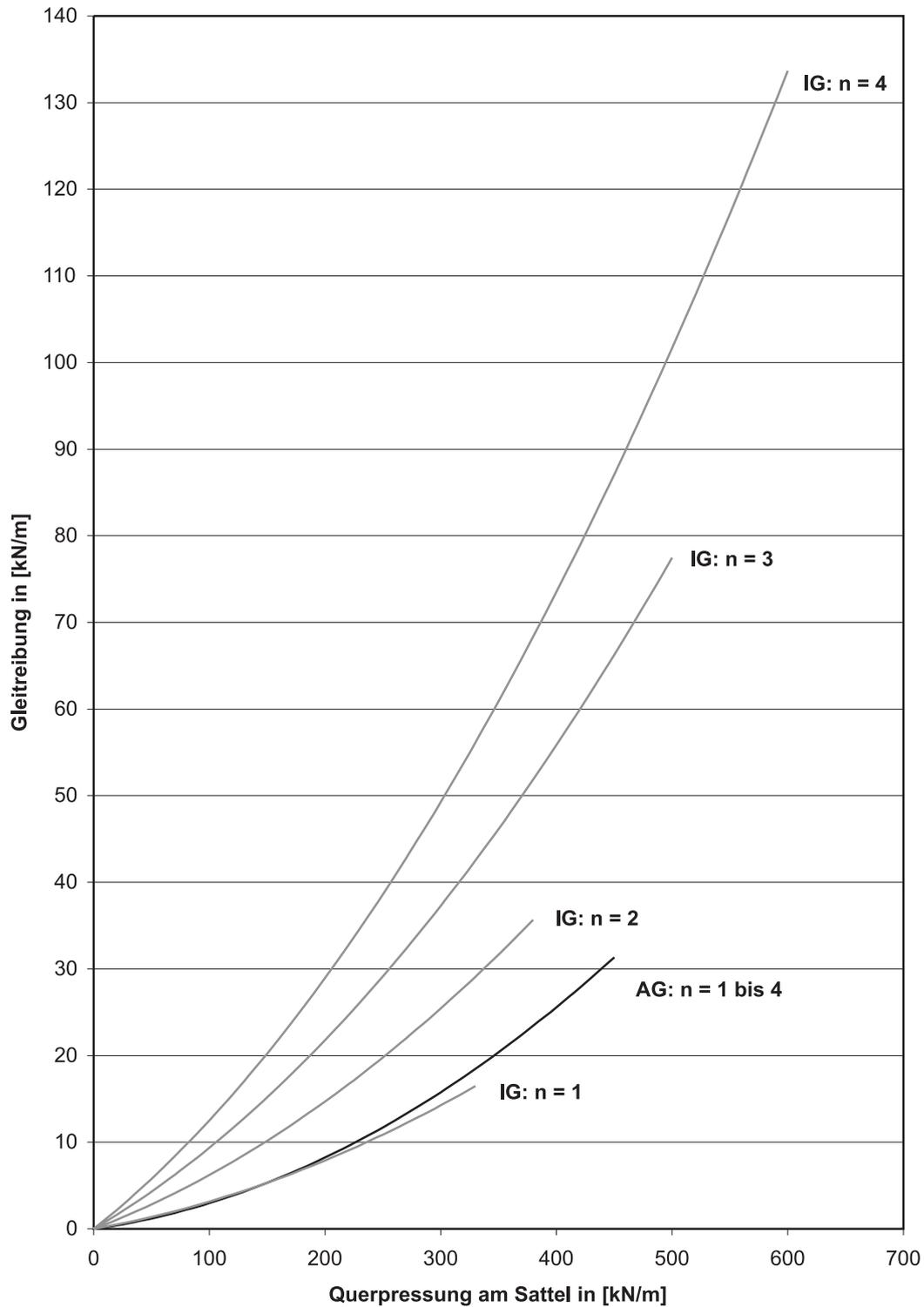


Bild 7.14: Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = 35\text{ °C}$, $v = 10\text{ mm/min}$

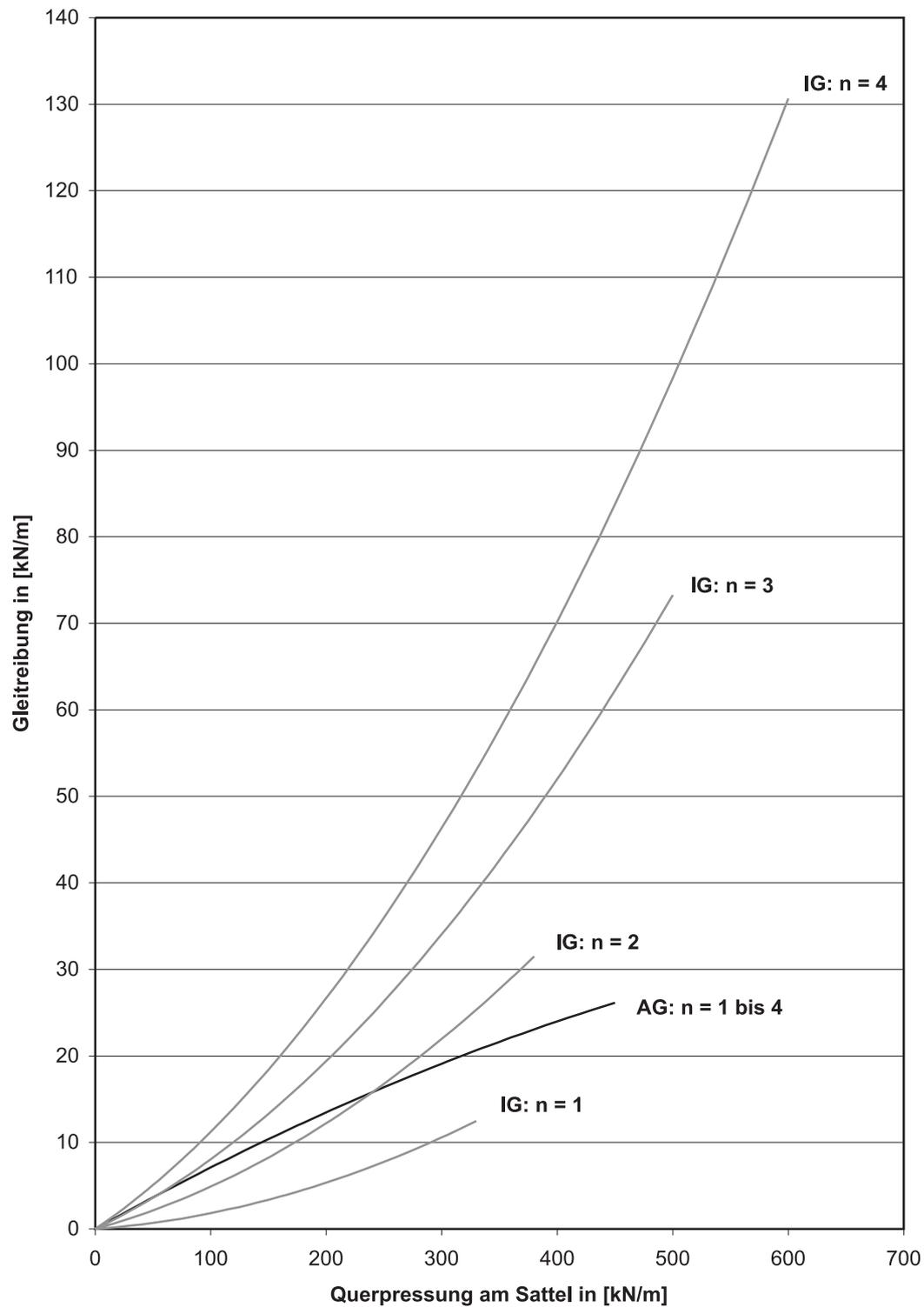


Bild 7.15: Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = 35\text{ °C}$, $v = 30\text{ mm/min}$

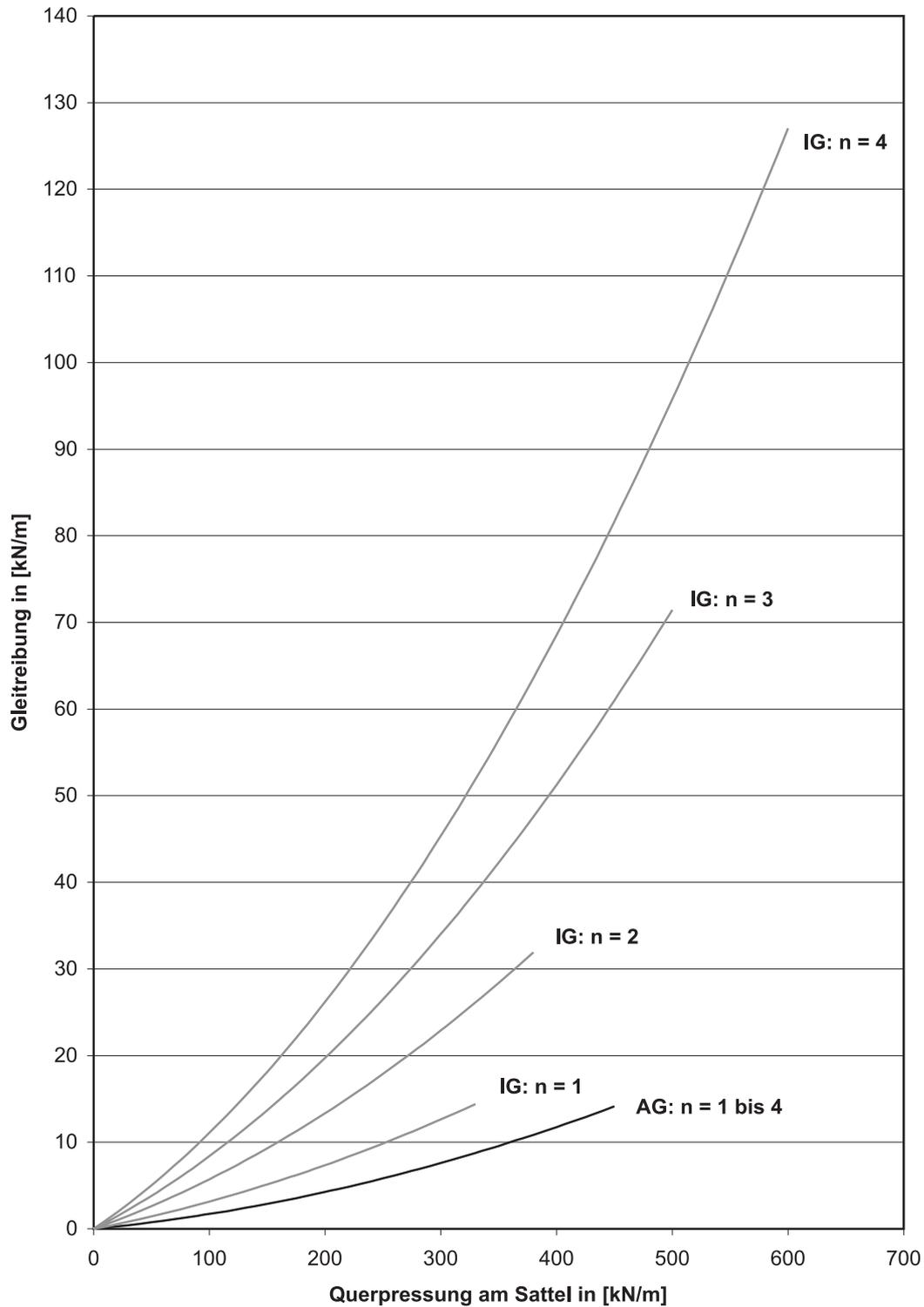


Bild 7.16: Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung, gleichzeitiges Vorspannen aller Bänder, Sattel aus PE-HD, ungefettet, $T = 35\text{ °C}$, $v = 50\text{ mm/min}$

7.1.4 Genauere Betrachtung für den Fall $n = 4$ Bänder

Mit Hilfe der Versuchsdaten und den erzeugten Vorhersagemodellen wird im Folgenden die Situation für das größtmögliche Spannglied, bestehend aus vier Bändern, detaillierter betrachtet.

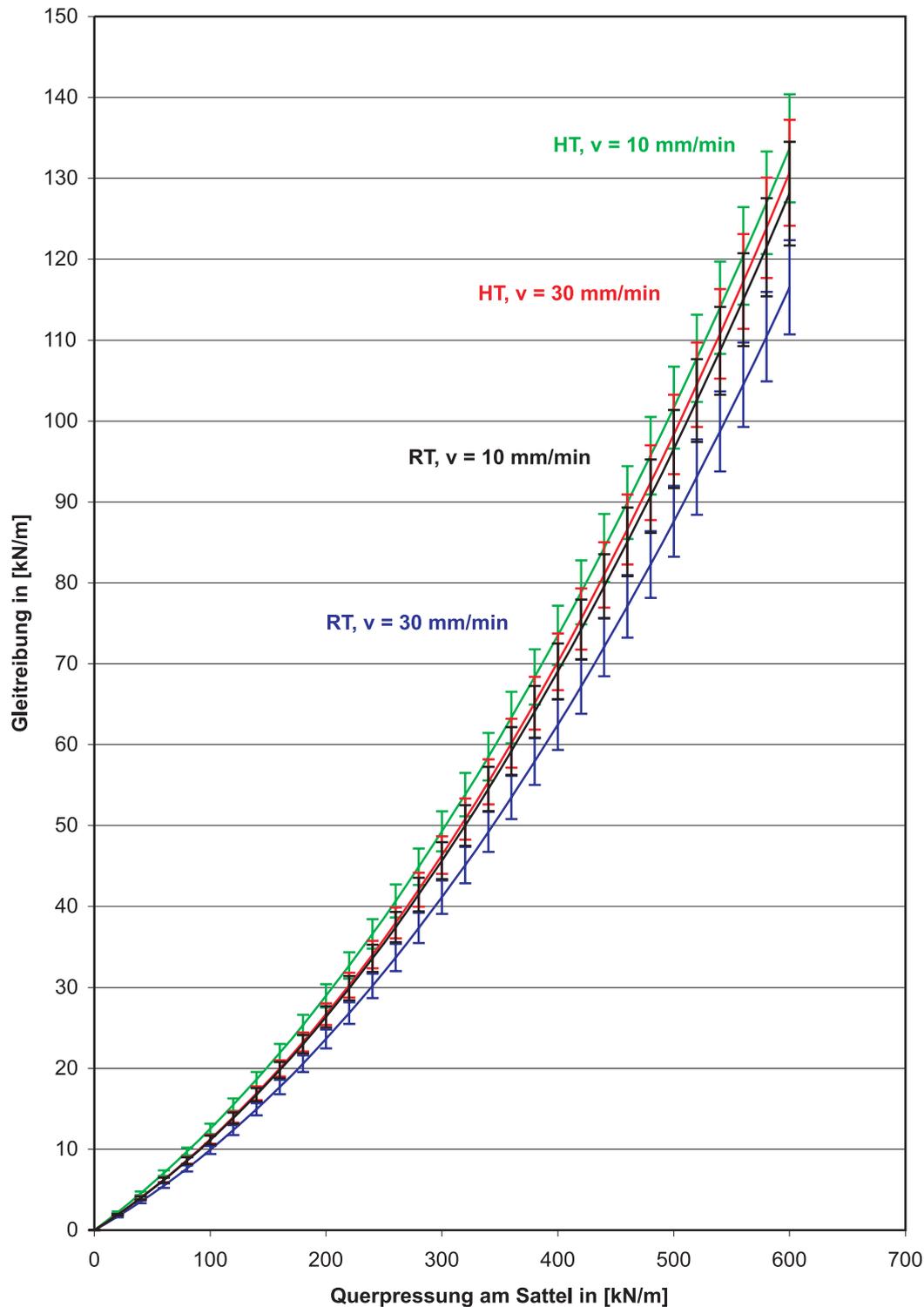


Bild 7.17: Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung für den Fall $n = 4$ Bänder und innere Gleitung

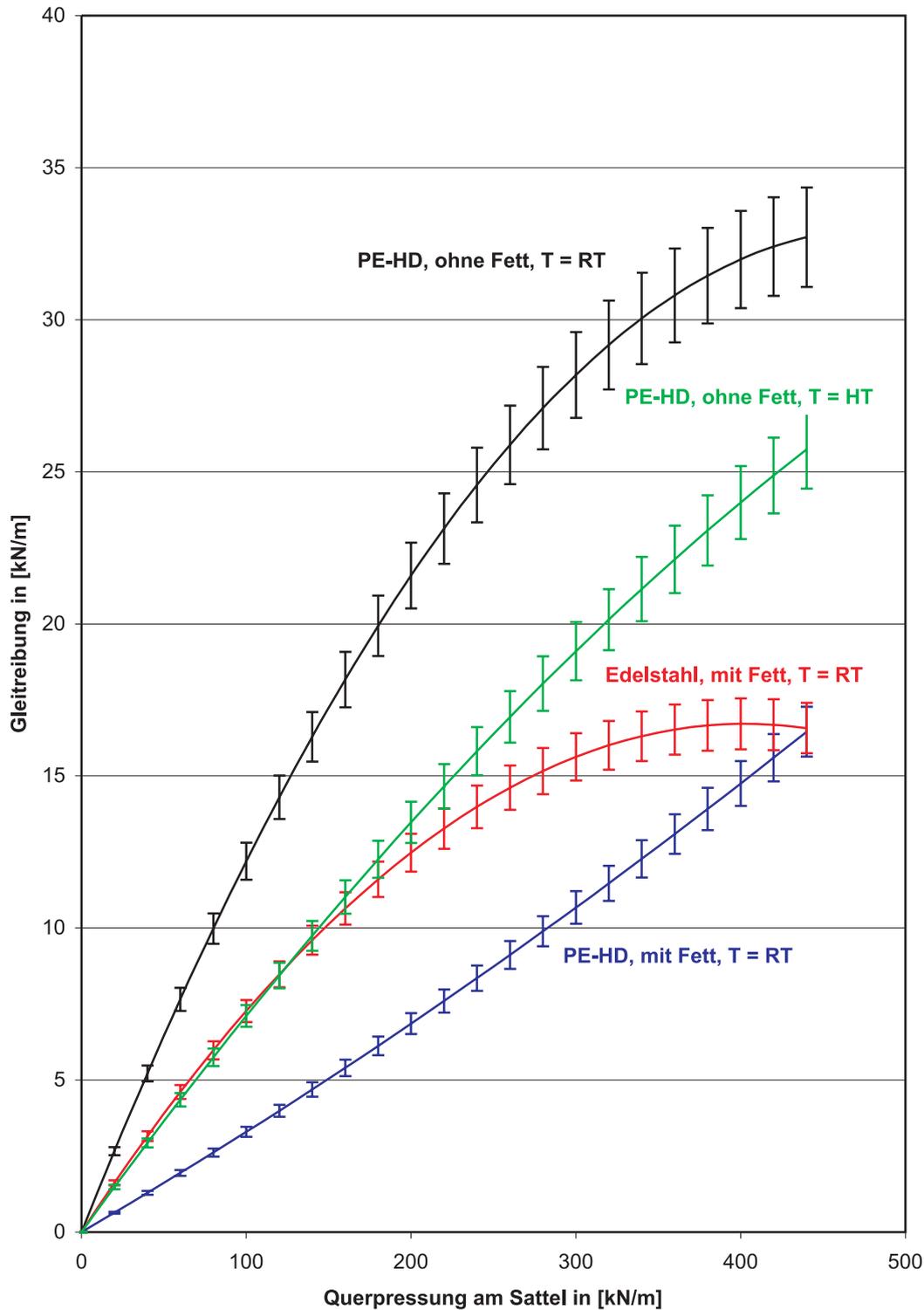


Bild 7.18: Zusammenhang zwischen Querpressung und Gleitreibung für den Fall $n = 4$ Bänder und äußere Gleitung

In den beiden Bildern 7.17 und 7.18 wurden die ausgewerteten Versuchsdaten mit einer möglichen Streubreite von 10% behaftet ($\pm 5\%$). Es wird jeweils die Situation für ein bündelweises Vorspannen des gesamten Spannglieds betrachtet.

Aus Bild 7.17 lässt sich erkennen, dass für den Fall der inneren Gleitung bei hohen Umgebungstemperaturen und langsamen Gleitgeschwindigkeiten die höchsten Reibungsverluste zu erwarten sind. Dies haben die FE-Untersuchungen ebenfalls gezeigt.

Für äußere Gleitung lässt sich aus Bild 7.18 anschaulich schließen, dass mit einer Fettschicht am Sattel die Reibwiderstände erheblich herabgesetzt werden können. Übereinstimmend mit den rechnerischen Untersuchungen lässt sich außerdem erkennen, dass eine höhere Umgebungstemperatur bei ansonsten gleichen Randbedingungen zu geringeren Reibwiderständen führt.

7.2 Empfehlungen hinsichtlich der Gleitung an Umlenksätteln - Schlussfolgerungen aus den Versuchen und den numerischen Simulationen

Grundsätzlich ist eine äußere Gleitung anzustreben, da die Beanspruchungen für die Kunststoffumhüllungen, die den Korrosionsschutz sicherstellen, geringer sind. Dies haben sowohl eigene Zulassungsversuche und numerische Untersuchungen als auch Forschungsuntersuchungen an anderen Universitäten gezeigt. Die entwickelten Modelle helfen dabei, das zu erwartende Gleitverhalten genauer vorherzusagen.

Mit Hilfe der durchgeführten Gleitungsversuche und numerischen Simulationen können verschiedene Empfehlungen gegeben werden, wie eine äußere Gleitung eher erzielt bzw. die Wahrscheinlichkeit für eine innere Gleitung verringert werden kann:

- Erzeugung möglichst weniger Gleitfugen: Am wirkungsvollsten ist eine äußere Gleitung durch das gleichzeitige Vorspannen möglichst vieler Bänder zu erreichen. Ein bandweises Vorspannen sollte nach Möglichkeit nur zur Erzielung einer gleichmäßigen Vorlast stattfinden. Meist ist dabei allerdings eine innere Gleitung zu erwarten. Trotz dieser inneren Gleitung sind beim Straffen auf Grund der niedrigeren Querpressungen die Beanspruchungen für die Monohüllen gering.
- Verbesserung der Sattelausbildung: Der Umlenksattel sollte einen möglichst niedrigen Reibungsbeiwert aufweisen. Dies kann durch Gleithilfen, wie z.B. eine Fettschicht erreicht werden. Möglich ist diese Ausführung in Kombination mit einem Edelstahlsattel; die Verwendung eines PE-HD-Sattels ist ebenfalls denkbar, allerdings

sollte die Dicke dieser Kunststoffplatte nicht zu groß gewählt werden. Eine PTFE-Folie auf der Satteloberfläche hat sich ebenfalls bewährt (vgl. Abschnitt 7.4).

- Optimierung des Vorspannprozesses: Nach einem geringfügigen und möglicherweise auch bandweise durchgeführten Straffen zu Beginn eines Vorspannprozesses sollte das Vorspannen nicht unmittelbar im Anschluss fortgesetzt werden. Eine längere Wartezeit vergrößert die zeitabhängigen Verformungen der Kunststoffumhüllungen, wodurch sich vor allem der Widerstand gegen eine innere Gleitung erhöht.
- Variation der Litzengeometrie: Eine Verringerung der Schlaglänge der Litze vergrößert durch die Geometrie der Eindrückfiguren in der Monohülle die erzeugten Widerstände gegen eine innere Gleitung.
- Variation der Umhüllungsstärken: Eine Verringerung der Monohüllenausgangswandstärke sowie eine Vergrößerung der Bandhüllendicke führen zu einer für äußere Gleitung günstigeren Spannungsverteilung innerhalb der Umhüllungen. Hier müssen allerdings die Hinweise der bauaufsichtlichen Zulassungen beachtet werden.
- Leistungsfähigkeit der Spannpresse: Allgemein sind bei höheren Ziehgeschwindigkeiten geringere Reibungsverluste zu erwarten. Dies gilt für beide Gleitungsarten und ist auf die geringeren zeitabhängigen Verformungen des beteiligten Kunststoffes zurückzuführen. Daher ist eine Kombination dieses Vorschlags mit anderen Punkten dieser Liste sinnvoll.
- Beachtung der Umgebungstemperatur: Für äußere Gleitung ergaben sich sowohl in den Versuchen als auch in den Simulationen bei den erzeugten Reibwiderständen kaum Unterschiede zwischen den untersuchten Umgebungstemperaturen. Bei innerer Gleitung ist dagegen bei höherer Umgebungstemperatur mit einer deutlichen Zunahme der Reibwiderstände zu rechnen, wodurch sich in diesem Fall die Wahrscheinlichkeit einer äußeren Gleitung erhöht. In der Baupraxis kann diese Feststellung allerdings kaum berücksichtigt werden, da der Zeitpunkt des Vorspannens in der Regel nicht an eine gewünschte Umgebungstemperatur angepasst werden kann.

7.3 Anforderungen an Umlenksättel hinsichtlich der Einbaugenaugigkeit

Aufgrund der Tatsache, dass die Umlenkstellen neben den Verankerungen die einzigen Bereiche sind, in denen ein Kontakt zwischen Spannglied und Bauteil besteht, muss das Einmessen und der Einbau dieser Stellen sehr sorgfältig und genau durchgeführt werden ([37], [70]). Die Richtlinie des Bundesverkehrsministeriums bzw. DIN-Fachbericht 102 verlangen daher, bei der Ausbildung der Umlenksättel zusätzlich zum gewollten Umlenkwinkel eine allseitige Toleranz von $\pm 3^\circ$ beiderseits der Umlenkung vorzusehen ([14], [32], [53], [54], [115], [131]). Baulich wird dies meist dadurch gelöst, dass der Sattel länger als planmäßig erforderlich ausgeführt wird.

Bei einem Umlenkwinkel, der zu beiden Seiten des Sattels den gleichen Betrag φ hat, errechnet sich aus dieser Bedingung die insgesamt erforderliche Länge der Umlenkstelle zu (vgl. auch [6], [128] und [131]):

$$l_{erf} = 2 \cdot R \cdot \sin(\varphi + 3^\circ) \quad (7.1)$$

Hierin bezeichnet R den gewählten Umlenkradius.

In der Praxis wird häufig so vorgegangen, dass für R der laut bauaufsichtlicher Zulassung des jeweiligen Spannverfahrens kleinstmögliche Umlenkradius gewählt wird, da hierdurch die Länge der Umlenkstelle und damit die Länge eines erforderlichen Querträgers bzw. einer Lisene im Hohlkasten den kleinsten Wert annimmt. Die Umlenkstelle wird nun in der Weise ausgebildet, dass der gewählte Umlenkradius beiderseits um den Betrag von 3° weitergeführt wird. Durch die allseitige Vorhaltung dieses Winkels ergibt sich eine trompetenförmige Aufweitung des Endbereiches der Umlenkstelle, wobei zu beachten ist, dass auch hier der Mindestradius laut Zulassung auf keinen Fall unterschritten werden darf. Es ergibt sich ein entsprechend des Winkels von 3° zu lang ausgebildeter Umlenksattel, wobei das Spannglied bei korrektem Sattleinbau schon vor dem Austritt aus dem Umlenksattel keinen Kontakt mehr zu diesem hat, vgl. Bild 7.19.

Die Praxis hat gezeigt, dass selbst das Vorhaltemaß von 3° bzw. der laut Spannverfahrenzulassung vorzuhaltende Wert häufig nicht ausreicht, um ein Anliegen des Spannglieds am Sattelrand zu verhindern. Gründe hierfür können eine mangelhafte Sorgfalt beim Einmessen der Umlenkstruktur sein, oder eine nicht ausreichende Fixierung des für den Umlenksattel erforderlichen Durchdringungsrohres am Bewehrungskorb oder der Schalung des Querträgers, so dass das Rohr beim Betonieren seine Lage verändern kann. Beim Vorspannen kann es dadurch zu hohen Kantenpressungen zwischen Spannglied und Sattel kommen, ggf.

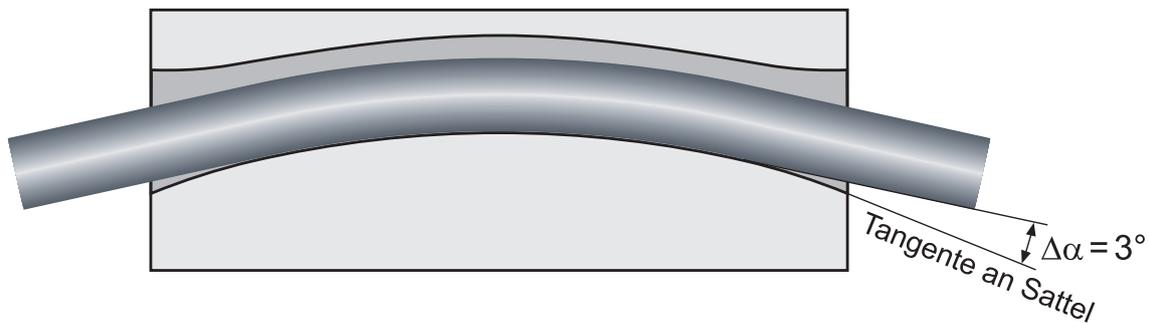


Bild 7.19: „Idealzustand“ eines Sattels mit einem eingeleiteten externen Spannglied

bildet sich im Spanngliedverlauf ein Knick am Sattleinlauf und/oder Sattelauslauf aus, vgl. Bild 7.20. Ein Knick als solcher ist bei einer beispielsweise alle 5 Jahre durchzuführenden Brückeninspektion [30] nur sehr schwierig erkennbar. Liegt ein mit bloßem Auge erkennbarer Knick vor, kann dieser zu einer schwerwiegenden Schädigung, schlimmstenfalls durch Zerstörung sogar zum kompletten Ausfall des Spannglieds führen.

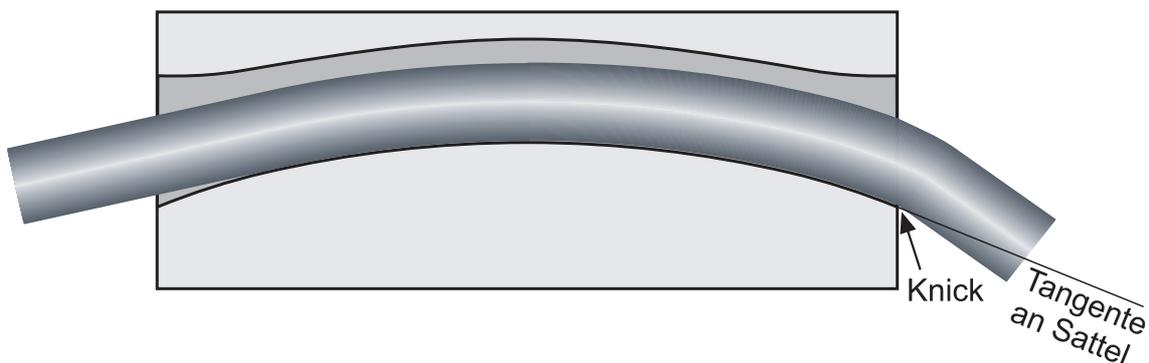


Bild 7.20: Häufig beobachteter „Ist-Zustand“ eines Sattels mit einem eingeleiteten externen Spannglied

Aus diesem Grund sollten im Rahmen eines Forschungsvorhabens Sattelkonstruktionen für externe Spannglieder entwickelt werden, die in der Lage sind, Einbaufehler auszugleichen. Über die beiden entwickelten Prototypen dieser fehlertoleranten Umlenksättel und die in diesem Zusammenhang durchgeführten Versuche soll im Folgenden berichtet werden.

Diesem Bericht liegen Teile der im Auftrag des Bundesministeriums für Verkehr, Bau- und Wohnungswesen, vertreten durch die Bundesanstalt für Straßenwesen, unter der FE-Nr. 15.353/2001/DRB durchgeführten Forschungsarbeit zu Grunde, vgl. [116].

7.4 Prototypen fehlertoleranter Umlenksättel

7.4.1 Vorbemerkung

Vor der eigentlichen Entwicklung der Konstruktionen wurde im Rahmen einer Expertenrunde, unter anderem bestehend aus den Herren Prof. Eibl, Prof. Jungwirth und Thal, diskutiert, welche Anforderungen die Konstruktionen erfüllen sollten und wie die Konstruktionen schließlich getestet werden könnten. Die Festlegungen können folgendermaßen zusammengefasst werden:

- Die Konstruktionen müssen Einbaufehler ausgleichen können.
- Beim Vorspannen soll möglichst eine äußere Gleitung erzielt werden.
- Im Mittelpunkt soll die Entwicklung von Sätteln für bandartige externe Spannglieder stehen, da diese besonders empfindlich auf Einbaufehler der Sättel reagieren, vgl. Bild 7.21 und [117]. Drei von fünf derzeit bauaufsichtlich zugelassenen externen Spannverfahren weisen diese Querschnittsform auf, vgl. ([28], [21], [25]).
- Zum anschließenden Testen der Funktionsweise der Konstruktionen sind Umlenkversuche mit großem Ziehweg und einem beiderseitigen Umlenkwinkel von ca. 8° sinnvoll, wobei folgende Untersuchungen stattfinden sollen:
 - Überprüfung der Gleitungsart
 - Überprüfung der Fehlertoleranz bei einer fehlerhaften verdrehten Spanngliedlage mit starken Kantenpressungen in einem Eckbereich des Spannglieds

Darüber hinaus wurde entschieden, ein horizontales Durchdringungsröhr zu verwenden, das keine Vorkrümmung für einen bestimmten Radius aufweist. Vorteil eines solchen Rohres, sei es rund oder rechteckig, ist die leichtere und genauere Fixierungsmöglichkeit am Bewehrungskorb oder der Schalung des Querträgers bzw. der Lisene vor der Betonage. Damit wird bereits eine häufige Fehlerquelle ausgeräumt. Als Nachteil eines solchen Rohres darf nicht unerwähnt bleiben, dass der Rohrdurchmesser wesentlich größer sein muss als bei einem vorgekrümmten Umlenkrohr. Die Umlenkung muss durch einen entsprechenden Aufbau innerhalb des Rohres vollzogen werden. Der sich aus dem Umlenkradius ergebende Kreisbogenstich ist bei einem horizontalen Rohr zwangsläufig Bestandteil des Rohrinnehdurchmessers.

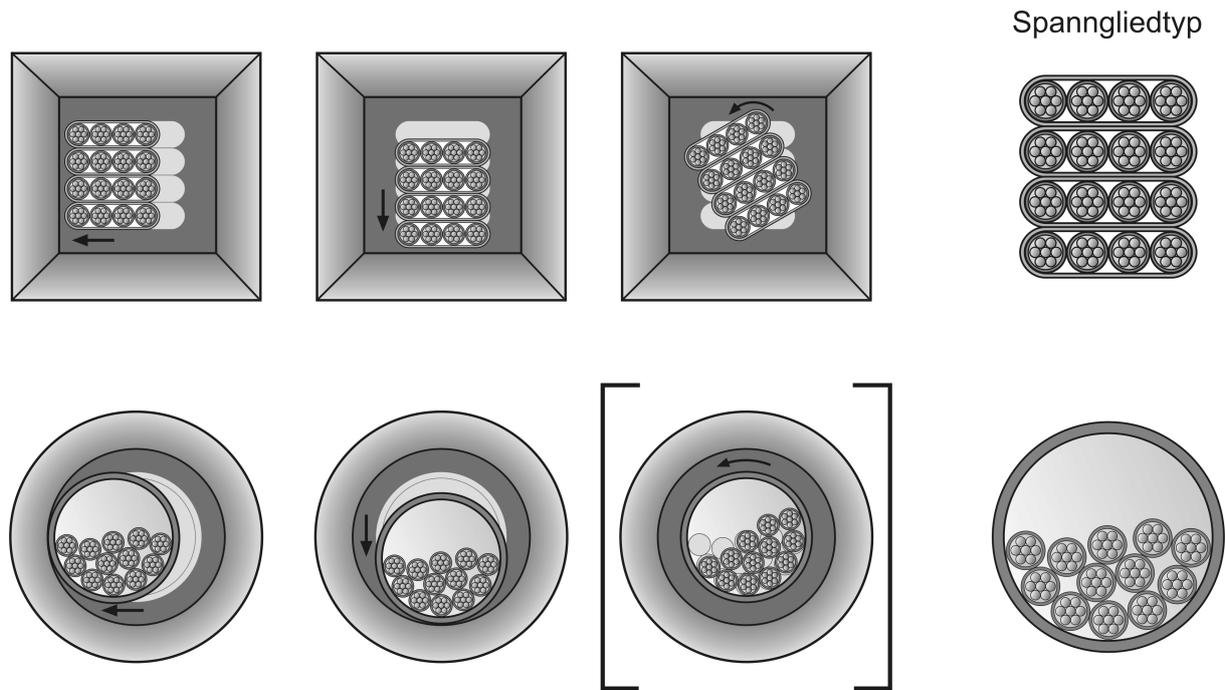


Bild 7.21: Mögliche Einbaufehler von Umlenksätteln bei unterschiedlichen Typen externer Spannglieder

Mit diesen Vorbedingungen wurden anschließend die Konstruktionen entwickelt. Beide aus dieser Entwicklung hervorgegangenen Prototypen fehlertoleranter Umlenksättel versuchen, einen fehlerhaften Einbau des betreffenden Sattels oder eines Nachbarsattels, wodurch das Spannglied den betrachteten Sattel in einer unplanmäßigen Art und Weise erreicht, durch Nachgiebigkeiten bzw. Kinematiken zu kompensieren. Ähnliche Vorschläge wurden in der Vergangenheit bereits z.B. in Frankreich und den USA entwickelt ([98], [108], [69], [15]). Meist bezogen sich diese Vorschläge auf die Randbereiche der Sättel, in denen z.B. weiche Einlagen angeordnet wurden. Dies kann allerdings zur Folge haben, dass sich der Knick lediglich weiter ins Innere der Sattelkonstruktion verlagert und für den Betrachter bei einer Inspektion noch schwieriger zu erkennen ist. Dieses Vorgehen wurde hier nicht gewählt. Die Konstruktionen weisen eine durchgängige Nachgiebigkeit bzw. Kinematik auf, vgl. Bild 7.22. Auf Grund dieser Tatsache musste allerdings der Stabilität einer Gleichgewichtslage ein besonderes Augenmerk gewidmet werden. Hierauf soll im Folgenden kurz eingegangen werden.

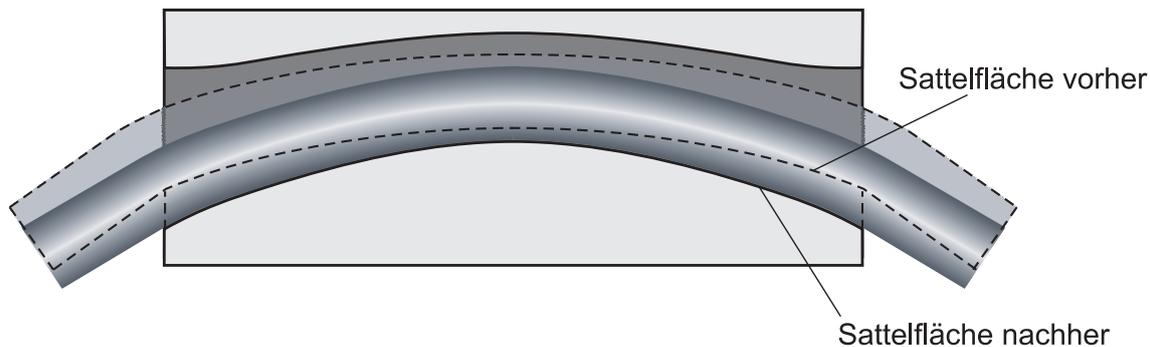


Bild 7.22: Funktionsprinzip der durchgängigen Nachgiebigkeit einer Sattelkonstruktion

7.4.2 Stabilität einer Gleichgewichtslage

Im Folgenden wird die Situation eines Umlenksattels am Hochpunkt eines Spanngliedverlaufs betrachtet. Die Ausführungen können aber auch analog auf die Situation an einem Tiefpunkt des Spanngliedverlaufs übertragen werden.

Innerhalb eines horizontal liegenden und geraden Durchdringungskörpers hat der Spanngliedschwerpunkt über die Sattellänge betrachtet in jedem Querschnitt einen anderen Abstand von der Schwereachse des Durchdringungsrohres. Wird dem Spannglied durch die Sattelkonstruktion eine entsprechende Verdrehungsmöglichkeit in Spanngliedachse angeboten, so muss dafür Sorge getragen werden, dass der Drehpunkt mindestens auf gleicher Höhe liegt wie der Spanngliedschwerpunkt, in welchem die resultierende Umlenkkräfte als angreifend angenommen wird [116]. In diesem Fall liegt eine indifferente Gleichgewichtslage vor. Anzustreben ist allerdings ein stabiles Gleichgewicht, bei welchem sich der Drehpunkt oberhalb des Spanngliedschwerpunktes befindet. Selbstverständlich ist dann eine Verdrehung schwieriger, allerdings wird der Konstruktion die Verdrehung durch das Spannglied mit einer entsprechenden Kraft aufgezwungen.

Kann diese Konfiguration innerhalb des Umlenksattels nicht realisiert werden, muss durch eine entsprechende Halterung die Verdrehungsmöglichkeit unterbunden oder durch eine massive seitliche Führung des Spannglieds bei Erreichen einer bestimmten verdrehten Lage eine weitere Verdrehung verhindert werden.

Allgemein betrachtet bedeutet die Umlenkung für das Spannglied einen Zwang, dem es sich zu entziehen versucht. Kann das Spannglied durch eine Verdrehung in Spanngliedachse auf ein Niveau geringerer potentieller Energie gelangen, so würde die Verdrehung so lange ausgeführt werden, bis ein Minimum an potentieller Energie erreicht ist.

Die gemachten Ausführungen sollen durch Bild 7.23 verdeutlicht wer-

den, wobei die unterschiedlichen Gleichgewichtslagen am Beispiel einer Kugel auf einer unterschiedlich gekrümmten Ebene und am Beispiel eines an jeweils verschiedenen Stellen drehbar gelagerten Stabes dargestellt sind. In dazugehörigen Diagrammen ist jeweils die Größe der potentiellen Energie Π in Abhängigkeit von der Verschiebung x bzw. vom Verdrehwinkel φ dargestellt, vgl. [50].

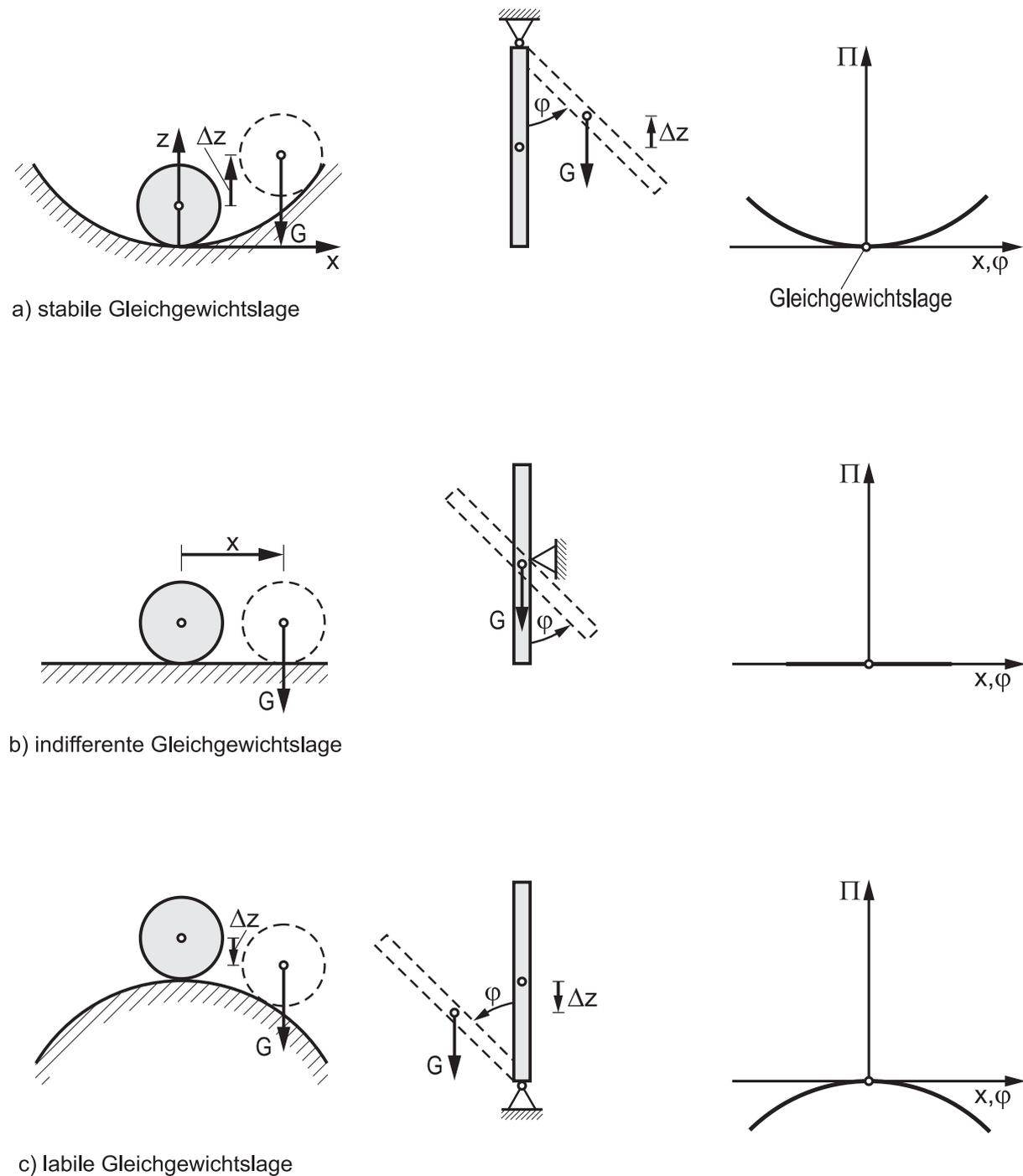


Bild 7.23: Definition einer Gleichgewichtslage [50]

7.4.3 Vorstellung der entwickelten Sattelkonstruktionen

7.4.3.1 Variante 1 - „Elastomerlager“

Variante 1 entspricht einer nachgiebigen Umlenkkonstruktion. Ein 10 cm breites, 130 cm langes und bewehrtes Elastomerlager mit einer kreisbogenförmig gekrümmten Oberfläche wird in einen rechteckigen Hohlkasten eingeschoben, vgl. Bild 7.24. Im Lagerkörper kommt es durch die Belastung aus dem Spannbandpaket zu einer Einfederung (= Verformung), wobei durch den gewählten Elastomer-Schichtenaufbau in Sattelmittle ein steiferer Lagerkörper als an den Rändern vorliegt. Dies wird durch den Einbau einer stählernen Kalotte als Unterkonstruktion im Lager erreicht. Durch die Anordnung einer solchen Kalotte in Form eines Kreisabschnitts ist in Lagermitte trotz größerer Bauhöhe die Elastomerschichtdicke geringer als in den beiden Randbereichen. Die eingelegten Bewehrungsbleche weisen zudem eine einachsige Krümmung auf, wobei der Wert dieser Krümmung von der untersten zur obersten Bewehrungslage abnimmt. Die sich dadurch ergebenden dickeren Elastomerschichten am Rand reduzieren dort die örtliche Steifigkeit des Lagers, wodurch auch eine Verdrehung um die Längsachse des Lagers leichter realisiert werden kann. Durch mögliche größere Einfederungen des Elastomerlagers an den Rändern können Lage-Ungenauigkeiten kompensiert werden. Eine verdrehte Lage der Spannbänder am Sattelrand wird durch eine zusätzliche Zusammendrückung der Elastomerschichten in den erforderlichen Lagerbereichen bewerkstelligt. Aus diesem Grund wurde die Sattellänge resp. die Länge des Elastomerlagers mit 1,30 m etwas größer gewählt als für den Umlenkwinkel von beiderseits 8° und einem festgelegten Mindestradius von 4,0 m erforderlich ($l_{erf} = 2 \cdot R \cdot \sin \varphi = 2 \cdot 4,00 \text{ m} \cdot \sin 8^\circ = 1,11 \text{ m}$). Durch die Verformbarkeit des Elastomerlagers kann sich auch eine insgesamt schräg liegende Umlenkebene für eine zweiachsige Spanngliedumlenkung ausbilden. In diesem Fall stellt diese schräge Umlenkebene die Hauptumlenkebene dar, die sich durch vektorielle Addition der vertikalen und horizontalen Spanngliedumlenkung ergibt.

Je nach Bedürfnissen der Spanngliedführung wird sich im Elastomerlager gerade der zur Spanngliedumlenkung erforderliche Radius einstellen.

Auf die Oberfläche des aus insgesamt 10 Elastomerschichten bestehenden Lagers ist eine PTFE-Schicht aufvulkanisiert, wodurch der Reibungsbeiwert zwischen Sattel und unterstem Band herabgesetzt und eine äußere Gleitung des Spannbandpaketes über den Umlenksattel erzielt werden soll.

Seitlich neben dem Elastomerlager werden 2,5 cm dicke PE-HD-Hartschaumplatten angeordnet. Diese Platten zeichnen sich durch eine hohe Zusammendrückbarkeit bereits unter geringen Druckbeanspruchungen aus, wobei es aufgrund des großen Porenvolumens lediglich zu einer sehr geringen Querdehnung kommt. Das Elastomerlager wird sich bei einer Zusammendrückung quer zur Druckspannungsrichtung ausdehnen. Der hierfür erforderliche Raum im einbetonierten Durchdringungskörper wird durch das porige Hartschaummaterial seitlich des Lagers durch Zusammendrückung zur Verfügung gestellt. Oberhalb der Hartschaumplatten werden im Hohlkasten PE-HD-Platten angeordnet, welche den Spannbändern und dem Elastomerlager eine seitliche Führung bieten und die Soll-Lage der Bänder beim Einfädeln gewährleisten.

Die erforderlichen Abmessungen des Hohlkastens ergeben sich für den beschriebenen Sattelaufbau, die gewünschte Umlenkung um beiderseits 8° und eine Querverdrehungsmöglichkeit zu einer Innenbreite von 15 cm und einer Innenhöhe von 30 cm.

Um beim Vorspannen ein Herauswandern der Sattelkonstruktion aus dem Stahlkasten zu verhindern, ist ein Verschiebestopp am Sattelrand erforderlich. Dieser kann durch eine an den Kasten angeschweißte oder angeschraubte Stahlplatte realisiert werden.

Eine seitliche Verschiebung des Elastomerlagers wird durch Abstandhalter aus Stahl unterbunden. Auf die Stahlkalotte des Elastomerlagers werden je Seite zwei kleine Stahlklötze aufgeschweißt, welche eine zentrierte Lage im Stahlkasten sicherstellen.

In den Sattelversuchen wurde kein geschlossener Hohlkasten eingesetzt. Um während der Versuche im Sattelpbereich Messungen der Zusammendrückung des Elastomerlagers und der Verdrehung der Spannbänder durchführen zu können, war von oben eine Zugangsmöglichkeit zu den Spannbändern erforderlich. Die gewählte offene Ausführung ist je nach Bauart der Querträgerkonstruktion (z.B. als Eckkonsole oder Ecklisene) grundsätzlich auch im Inneren des Brückenhohlkastens möglich.

Falls der Umlenksattel einen Tiefpunkt im Spanngliedverlauf darstellt (Umlenkung im Feld), muss ein Herunterfallen des umgedreht zu montierenden Elastomerlagers verhindert werden. Dies kann beispielsweise durch eine an die Unterseite der Stahlkalotte angeschweißte Leiste geschehen. Diese Stahlleiste verläuft in einer im einbetonierten Hohlkasten vorzusehenden Schienenführung und hält auf diese Weise das Lager in seiner Position.

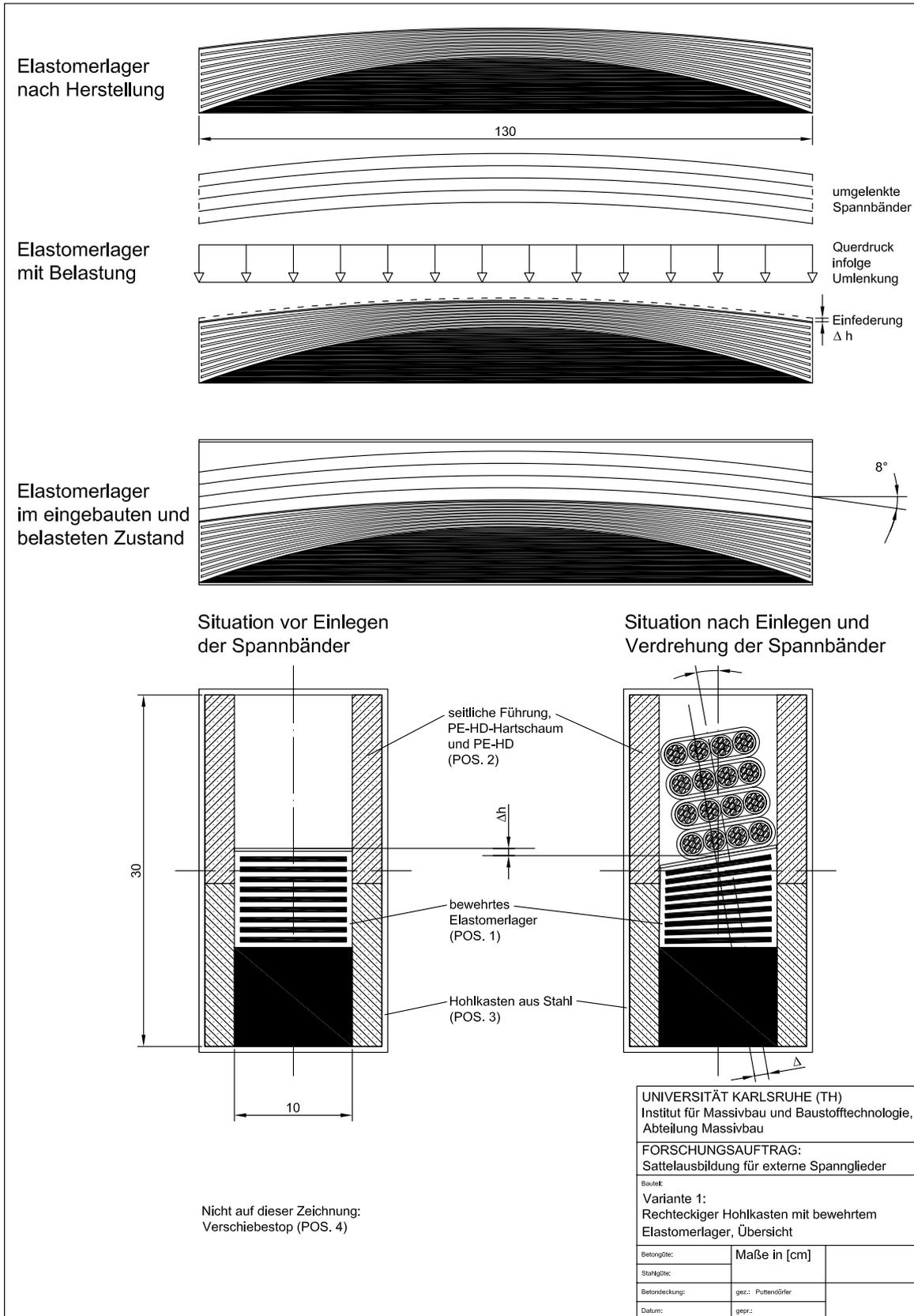


Bild 7.24: Variante 1 eines fehlertoleranten Umlenksattels

Durch die Verwendung eines bewehrten Elastomerlagers ergeben sich bei Belastung durch das Spannglied verschiedene Verformungsanteile, die in Bild 7.25 dargestellt sind, vgl. auch [116]. Die gleichmäßige Einfederung bewirkt grundsätzlich ein Absinken des Spannglieds, was gleichbedeutend ist mit einem Verlust an innerem Hebelarm. Dies muss ggf. bei der Planung der Brücke bzw. des entsprechenden Bauwerkes mit der Umlenkstelle berücksichtigt werden.

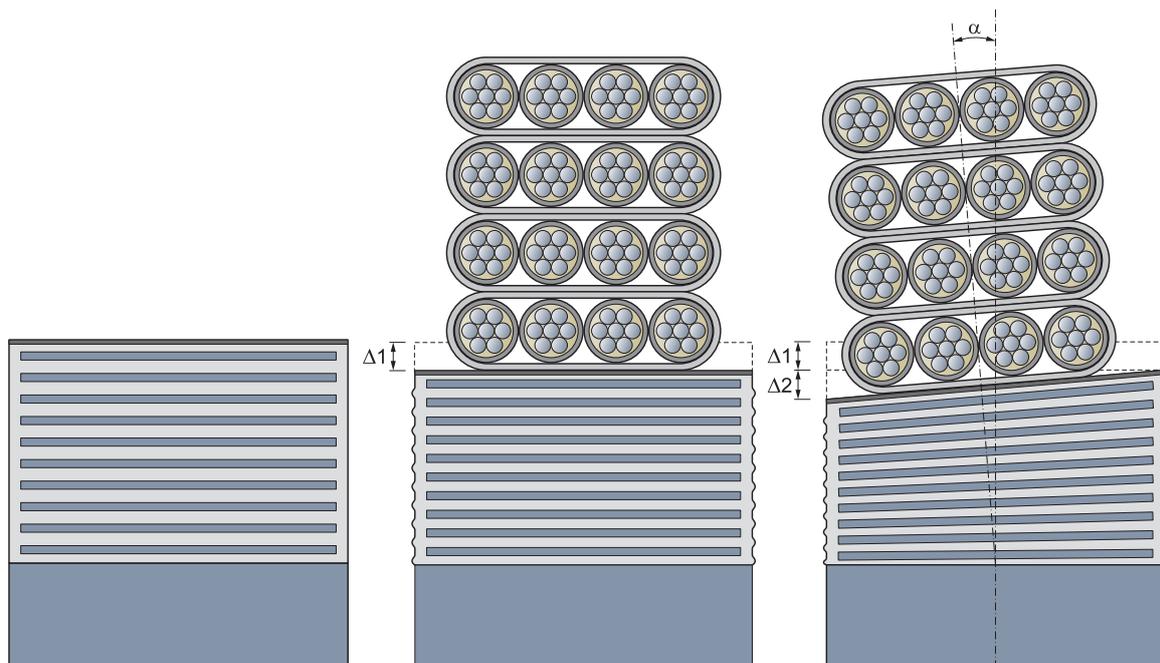


Bild 7.25: Verformungsanteile bei zentrischer Belastung (Mitte) und exzentrischer Belastung (rechts) eines bewehrten Elastomerlagers durch ein Spannglied

7.4.3.2 Variante 2 - „Stahlwalzen“

Im Gegensatz zu Variante 1 wird bei dieser Variante ein rundes Durchdringungsrohr eingesetzt. Neben der Umlenkung der Spannbänder soll ebenso wie bei der ersten Variante eine Verdrehung um die Spanngliedachse ermöglicht werden. Variante 2 bietet hierfür zwei zueinander senkrecht stehende Verdrehungsmöglichkeiten auf Kreisbahnen an, vgl. Bild 7.26. Es erfolgt ein segmentweiser Sattelaufbau, wobei torusförmige Segmente der Länge 10 cm aus PE-HD mit einem rechteckförmigen Ausschnitt im mittleren Torusbereich eingesetzt werden. In diesem Ausschnitt werden die Spannbänder angeordnet und zwar in jedem Segment auf einer anderen Höhe. Die ursprünglich kreisbogenförmige Umlenkung mit einem gewählten Radius von 4,0 m wird somit durch einen Polygonzug ersetzt. In jedem Segment befindet sich unterhalb der Spannbänder ein bewehrtes Elastomerlager, durch welches die Abweichungen von der eigentlichen Kreisbogenform und eventuell auftretende vertikale Einbau-Ungenauigkeiten ausgeglichen werden können. Es werden bewehrte Elastomerlager mit einer aufvulkanisierten PTFE-Schicht eingesetzt, wobei durch das PTFE auf der Lageroberseite eine äußere Gleitung des Spannglieds erzielt werden soll. Jedes Elastomerlager befindet sich auf einem Stahlwalzenabschnitt (Durchmesser 125 mm), an dessen ebener Oberseite am Rand ein umlaufender Steg zur Fixierung des Lagers angeordnet ist. Die Stahlwalze befindet sich auf einem mit dem entsprechenden Radius gekrümmten und gefetteten Widerlager aus Stahl, wodurch eine Verkippung des Paketes aus Spannbändern, Elastomerlager und Stahlwalze in Spanngliedrichtung ermöglicht wird. Das Widerlager für die Stahlwalze wird auf dem Boden des rechteckförmigen Ausschnitts des PE-HD-Torus befestigt.

Jedes Torus-Segment erhält auf der Außenfläche eine Fettschicht, was eine Verdrehung der Segmente im Durchdringungsrohr erleichtert. Die rechteckförmige Aussparung im PE-HD-Torus besitzt eine lichte Breite von 10 cm. Da die Spannbänder nur etwa 9 cm breit sind, besteht eine geringe seitliche Verschiebungsmöglichkeit innerhalb der Umlenkstruktur.

Durch die Drehbarkeit der Segmente und die nachgiebige Lagerung der Spannbänder auf Elastomerlagern kann ähnlich wie bei Variante 1 auch bei dieser zweiten Konstruktion eine schräge (Haupt-) Umlenkebene erzeugt werden. Folglich kann der Sattel eine gegebenenfalls erforderliche zweiachsige Spanngliedumlenkung (vertikal und horizontal) realisieren. Durch Änderung der Schrägstellung können Abweichungen vom geplanten horizontalen Umlenkwinkel ausgeglichen werden.

Mit dem segmentweisen Aufbau wird erreicht, dass sich jedes Segment unterschiedlich verdrehen kann. Durch die eingelegten Spann-

bänder erfolgt eine Kopplung der Segmente untereinander, wobei sich je nach Spanngliedverlauf zwischen den Segmenten ein stetiger Übergang der auftretenden Verdrehungen einstellt. Um diese eventuell unterschiedlich starken Verdrehungen der einzelnen Segmente möglichst zwangsfrei zu realisieren, werden als Abstandhalter vor und hinter jedem Segment PTFE-Platten der Dicke 0,5 cm auf dem Torus und dem Walzenwiderlager befestigt. Dadurch ergibt sich zwischen den 11 angeordneten, jeweils 10 cm langen Segmenten ein Abstand von 1 cm; die gesamte Umlenkstruktur ist somit 120 cm lang.

Ein Herauswandern der Umlenkstruktur wird durch einen Verschiebestopp verhindert, welcher z.B. als eine vor dem Durchdringungsrohr angeordnete Stahlplatte ausgeführt werden kann, die entweder angeschweißt und/oder im Brückenquerträger rückverankert wird.

Die Umlenkstruktur stellt eine Art Baukastenlösung dar, mit welcher sich verschiedene Umlenkradien und Umlenkwinkel verwirklichen lassen. Alle Segmente sind gleich aufgebaut, sie unterscheiden sich lediglich in der Unterbauhöhe des PE-HD-Torus. Eine Veränderung des Umlenkradius ist entweder durch eine Veränderung der Unterbauhöhe oder durch eine Veränderung der Segmentabstände möglich. Auf der Baustelle werden die Segmente einzeln und nacheinander in das Durchdringungsrohr eingeschoben. Die an der Außenfläche des Torus aufgetragene Fettschicht erleichtert dabei den Einschiebevorgang. Auch könnten die Segmente entsprechend den Planungsvorgaben von vorneherein mit einer definierten Schrägstellung in das Rohr eingeschoben werden.

Für den beschriebenen Sattelaufbau und die beiderseitige Umlenkung von 8° wurde ein gerades Durchdringungsrohr mit einem Innendurchmesser von ca. 30 cm verwendet.

Analog zu Variante 1 wurde in diesen Versuchen ebenfalls ein oben offener Durchdringungskörper eingesetzt, hier in Form einer einbetonierten Rohr-Halbschale mit $d_{innen} \cong 30 \text{ cm}$.

Bei Anordnung des Umlenksättels im Feldbereich (Tiefpunkt im Spanngliedverlauf) muss die Umlenkstruktur auf dem Kopf stehend in das Durchdringungsrohr eingeschoben werden. In diesem Fall muss ein Herunterfallen der Stahlwalzen samt den darauf befestigten Elastomerlagern verhindert werden. Zu diesem Zweck ließen sich seitlich an den Walzen kurze Stahlstifte befestigen, welche beim Zusammenbau der Segmente in entsprechenden Aussparungen im PE-HD-Torus geführt werden.

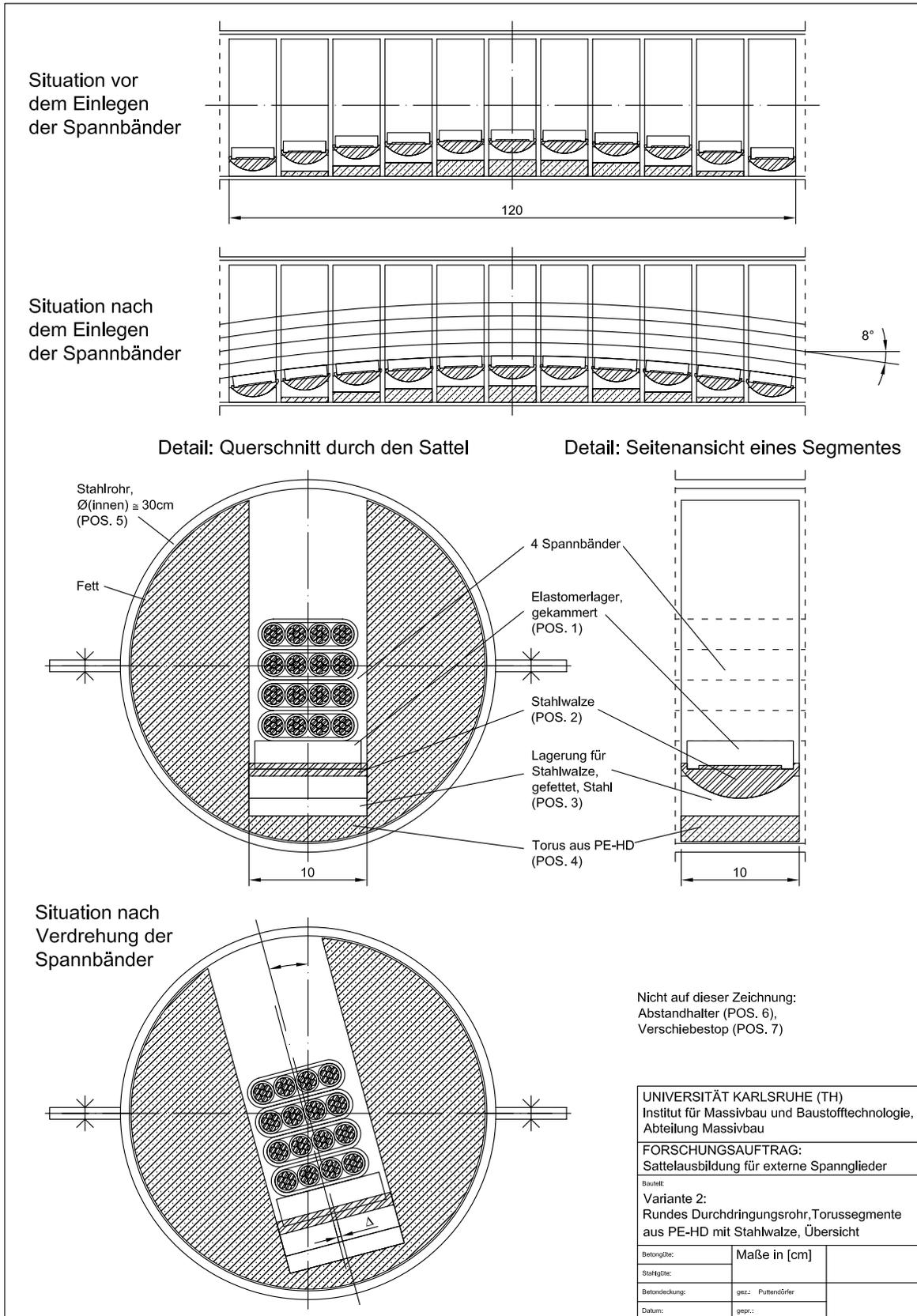


Bild 7.26: Variante 2 eines fehlertoleranten Umlenksattels

7.4.4 Versuche zur Überprüfung des Gleitverhaltens und der Fehlertoleranz der entwickelten Sattelkonstruktionen

Eine übersichtliche Darstellung des Versuchsaufbaus ist Bild 7.30 zu entnehmen. Das Spannglied wurde in den Versuchen über die Umlenkstruktur um beiderseits ca. 8° umgelenkt. Die Umlenkversuche wurden so ausgeführt, dass nicht das Spannbündel um $\Delta l = 80 \text{ cm}$ über eine feste Umlenkstelle gezogen, sondern der Umlenksattel nach Aufbringen der für das Spannverfahren zulässigen Last um $\Delta s = 80 \text{ cm}$ auf einer Gleitbahn verschoben wurde. In der Materialprüfanstalt Karlsruhe wurde diese Art und Weise des Versuchs bereits in verschiedenen Zulassungsversuchen für externe Spannglieder erfolgreich durchgeführt, vgl. z.B. ([125], [99], [75]). Mit Hilfe einer am Hallenboden angebrachten Skala konnte der erzielte Verschiebeweg kontrolliert werden. Der Umlenksattel wurde zu diesem Zweck auf einem horizontal verschieblichen Stahlbetonblock befestigt, vgl. Bild 7.27. Durch diese Art der Versuchsdurchführung änderte sich während der Sattelverschiebung der Umlenkwinkel ein wenig: In der Ausgangslage befand sich der Sattel 40 cm außerhalb der Mitte in Richtung Spannanker (= „aktive Seite“). Nach einem Verschiebeweg von 80 cm lag der Sattel 40 cm jenseits der Mitte in Richtung Festanker (= „passive Seite“). Dadurch lag der Umlenkwinkel während des Versuches zwischen etwa $8,6^\circ$ (Sattel 40 cm näher an der Verankerung als in der mittigen Lage) und $7,5^\circ$ (Sattel 40 cm weiter von der Verankerung entfernt als in der mittigen Lage).



Bild 7.27: Gleitbahn für den Sattel und Skala zur Kontrolle des Sattelverschiebeweges

Jede Sattelkonstruktion sollte jeweils in zwei Umlenkversuchen auf ihre Gebrauchstauglichkeit hin untersucht werden. Der erste Versuch entsprach im Grunde genommen einem Zulassungsversuch für externe Spannglieder ([18], [52]). Im zweiten Versuch kam zur Spanngliedumlen-

kung eine verdrehte Lage des Festankers hinzu, wodurch die Spannbänder den Sattel mit einer Querverkippung erreichten. Diese Verdrehung sollte von der Umlenkkonstruktion aufgenommen und entsprechend ausgeglichen werden. Bei Variante 1 wurde eine Verankerung um 60° , bei Variante 2 um 30° verdreht montiert, vgl. Bild 7.28.



Bild 7.28: Absichtlich verdrehte Positionierung einer Spanngliedverankerung

An beiden Verankerungen wurden Kraftmessdosen angeordnet, mit welchen der Kraftabfall und damit der Reibungsverlust ermittelt werden konnte.

Um innerhalb des gebildeten Spanngliedpakets eine möglichst genaue Lage der Spannbänder übereinander sicherzustellen, wurden vor und hinter dem Sattel entsprechende Klemmvorrichtungen an den Bändern angebracht, vgl. Bild 7.29.

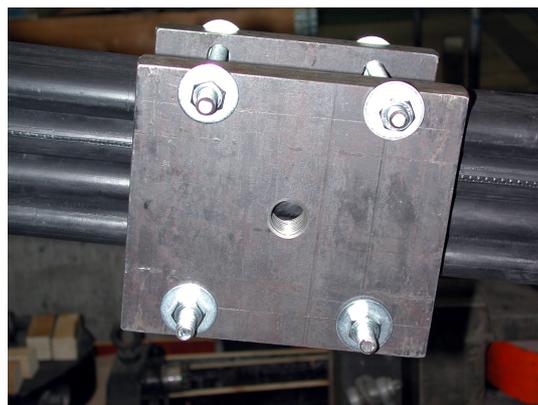


Bild 7.29: Klemmvorrichtung zur Lagesicherung der Bänder auf freier Länge

Nachdem mit Hilfe einer Einzelpresse die Spannbänder von der passiven Seite aus gleichmäßig gestrafft worden waren, wurde durch Ausfahren des Hohlkolbenzylinders auf der aktiven Seite die zulässige Vorspannkraft von 2974 kN aufgebracht und diese anschließend in Kraftregelung nahezu konstant gehalten.

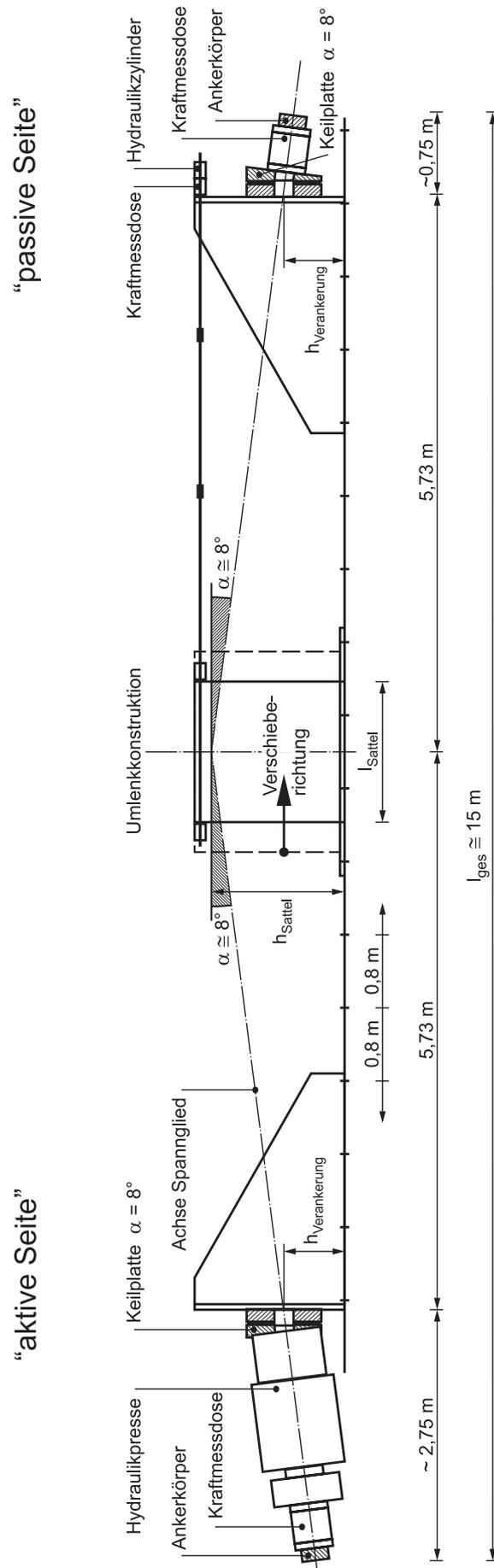


Bild 7.30: Versuchsaufbau zum Testen der Sattelprototypen

Auf der passiven Seite wurde ein zusätzlicher, horizontal liegender Hohlkolbenzylinder mit Kraftmessdose angeordnet, der über Spannstrangen mit dem Stahlbetonblock verbunden war. Mit dieser Konstruktion wurde im Verlauf des Versuchs der Stahlbetonblock samt Umlenkkonstruktion um den Verschiebeweg in Richtung passiver Seite gezogen. Der Sattelverschiebeweg wurde zusätzlich über einen Seilzugwegaufnahme aufgezeichnet.

Um die Geometrie der Umlenkkonstruktionen und der darauf befindlichen Spannstränge während der Versuche ermitteln und kontrollieren zu können, wurden Messuhren eingesetzt, mit denen das oberste Band in einem festgelegten Raster über dem Sattel abgetastet werden konnte. Mit den Messuhren konnten Änderungen der Geometrie bezüglich der Ausgangslage nachvollzogen werden. Um bei den Versuchen mit einer verdreht montierten Verankerung die auftretende Verdrehung im Sattelpbereich messen zu können, wurden in jedem Querschnitt zwei in einem festgelegten Abstand nebeneinander liegende Messpunkte mit der Messuhr abgetastet. Über den gegenseitigen Abstand und den Messwertunterschied konnte der auftretende Querneigungswinkel der Stränge über die gesamte Sattellänge einfach ermittelt werden.

Es wurden ebenfalls Messpunkte vor und hinter dem Umlenksattel angeordnet. Hiermit sollte festgestellt werden, ob auch am Sattelrand ein stetiger Übergang des Spannstrangverlaufs vorlag.

Um die Querneigung der Stränge außerhalb des Umlenksattels zu bestimmen, wurde vor und hinter dem Sattel zu verschiedenen Zeitpunkten zusätzlich noch ein Winkelmesser auf das oberste Band gelegt.

Für die Ermittlung der beim Versuch auftretenden Art der Gleitung wurden die Spannstränge am Sattelleinlauf (= Sattelrand in Richtung aktiver Seite) nach Aufbringen der Vorlast mit einem weißen Farbstrich auf der äußeren PE-HD-Hülle markiert. Auf diese Weise konnte eine Lageänderung der Spannstränge bezüglich ihrer Position zur Sattelkonstruktion beim Aufbringen der Oberlast und während der Sattelverschiebung kontrolliert werden. Bei einer ausschließlich äußeren Gleitung musste die Markierung auf den Strängen ihre Lage bezüglich der Sattelkonstruktion nach Verschiebung des Sattels um das Maß des Sattelverschiebeweges (= Ziehweg der Stränge) verändert haben, vgl. Bild 7.31. Weitere Farbmarkierungen wurden in den Bereichen des Spannstrangumhüllungen entfernt worden waren. So konnte beim Spann- und Verschiebevorgang auch der Anteil an innerer Gleitung bestimmt werden.

Nach einer gewählten Standzeit unter der Oberlast wurde das Spannstrang wieder entlastet.



Bild 7.31: Kontrolle des Anteils an äußerer Gleitung mit Hilfe von Farbmarkierungen an den Umhüllungen

7.4.5 Versuchsergebnisse

7.4.5.1 Versuche mit unverdreht montierten Verankerungen

Mit diesen Versuchen sollte das primäre Ziel einer äußeren Gleitung der Bänder über den Sattel überprüft werden. Durch die aufvulkanisierte PTFE-Gleitschicht auf der Oberfläche der Elastomerlager und die zusätzliche Fettung aller Kontaktflächen zwischen Spannglied und Umlenksattel wurde dieses Ziel bei beiden Varianten nahezu vollständig erreicht.

Bei Variante 1 hatten die Markierungen auf den Bändern nach Abschluss der Sattelverschiebung einen mittleren Abstand vom Sattelrand von rund 79,0 cm. Bei einem Ziehweg von 80 cm entspricht dies einem Anteil an äußerer Gleitung von 98,8 %. Mit Hilfe der an beiden Verankerungen angeordneten Kraftmessdosen konnte der sich für die Versuche ergebende Reibungsbeiwert ermittelt werden. Er lag bei Variante 1 unter der Oberlast von 2974 kN zwischen 0,035 und 0,052, wobei hier auch der Verschiebevorgang betrachtet wurde.

Bei Variante 2 ergab sich ein gemessener mittlerer Abstand der Markierungen auf den Bändern vom Sattelrand von 78,2 cm, woraus sich ein Anteil an äußerer Gleitung von 97,8 % errechnet. Der Reibungsbeiwert unter der Oberlast lag zwischen 0,024 und 0,040 und war damit sogar noch etwas geringer als bei Variante 1. Ein Grund hierfür könnte die insgesamt gesehen kleinere Reibfläche bei Variante 2 sein, da hier die kontinuierliche Umlenkung durch hintereinander angeordnete, kürzere Segmente realisiert wurde.

7.4.5.2 Versuche mit einer verdreht montierten Verankerung

Variante 1: Wie beim Versuch mit unverdrehten Verankerungen traten hier ebenfalls in Sattelmittle durch die nachgiebige Lagerung auf einem bewehrten Elastomerlager vertikale Verformungen auf, die in der gleichen Größenordnung lagen wie am Rand (im Versuch mit verdrehter Verankerung: Verformungen der Größe von etwa 10 mm). Trotz der in Sattelmittle (= Lagermitte) vorliegenden dünneren Elastomerschichten ist diese Beobachtung auf die Steifigkeitsunterschiede zurückzuführen. Sie bewirken, dass über den steifer ausgebildeten mittleren Lagerbereich größere Lastanteile als über die weicheren Lagerränder abgetragen werden und deswegen von keiner konstanten Querpressungsverteilung auf dem Sattel ausgegangen werden kann. Die Satteloberfläche passte sich während der Sattelverschiebung den geänderten Geometrianforderungen durch entsprechende Lagerverformungen an.

Eine durch die verdreht montierte Verankerung auf der passiven Seite aufgezwungene Querverkipfung der Bänder konnte von der Sattelkonstruktion aufgenommen und zu gewissen Anteilen auch bis zum gegenüberliegenden Sattelrand kompensiert werden. Dies zeigte sich durch eine kontinuierliche Veränderung der Querneigung der Bänder über die Länge des Sattels. Es ist zu bemerken, dass durch die Sattelverschiebung in Richtung der verdrehten Verankerung die Neigung der Bänder am Sattelauslauf (= Sattelrand in Richtung passiver Seite) mit der Zeit zunahm und sich so die Anforderungen an den Sattel im Laufe des Versuchs erhöhten.

Die gemessene Kraftdifferenz zwischen beiden Verankerungen war wiederum äußerst gering; es ergaben sich unter der Oberlast Reibungsbeiwerte von 0,036 bis 0,054.

Bild 7.32 zeigt das Elastomerlager sowie die zusammengebaute erste Sattelkonstruktion vor dem Einlegen der Spannbänder. Aus Bild 7.33 wird die Querneigung der Bänder sowie die Querverformbarkeit der Lagerkonstruktion auf Grund der von außen aufgezwungenen Verdrehung des Spannglieds deutlich.



Bild 7.32: Elastomerlager mit aufvulkanisierter PTFE-Schicht (links) sowie zusammengebaute Sattelkonstruktion der Variante 1 im Querschnitt vor Einbau der Spannbänder (rechts)



Bild 7.33: Spanngliedverlauf beim Versuch mit Variante 1 und verdrehter Verankerung mit Blick in Richtung verdrehter Verankerung (links) und unverdrehter Verankerung (Mitte) sowie Verformung des Elastomerlagers zur Aufnahme der Querverkippung (rechts)

Variante 2: Die segmentweise aufgebaute Sattelvariante 2 konnte ebenfalls die aufgezwungene Querverkippung der Bänder aufnehmen und weitestgehend ausgleichen. Es trat vom Sattelrand, der in Richtung der verdrehten Verankerung zeigte, bis zum gegenüberliegenden Rand eine merkliche Abnahme des Querneigungswinkels auf. Es wurde auch bei dieser Konstruktionsvariante ein größerer Anteil der Umlenkraft über den mittleren Sattelbereich, was hier gleichbedeutend ist mit den mittleren Segmenten, abgetragen. Die vertikalen Verformungen hatten dort ihr Maximum mit Werten von etwa 18 mm. Es traten bei dieser Variante ebenfalls durch die Sattelverschiebung bedingte Veränderungen der Lagerverformungen auf, so dass von einer Anpassung der Sattelgeometrie an die Erfordernisse des Spanngliedverlaufs gesprochen werden kann.

Die Reibungsbeiwerte unter der Oberlast lagen zwischen 0,031 und 0,056.

Bild 7.34 zeigt die zweite Sattelkonstruktion vor dem Einbau der Bänder und ein Detail der Walzenwiderlager aus Stahl. Aus Bild 7.35 wird die Verformbarkeit der Konstruktion und die aufgezwungene Querverkippung der Bänder deutlich.



Bild 7.34: Detail der Stahlwalzen im Durchdringungsrohr (links) sowie zusammengebaute Sattelkonstruktion der Variante 2 im Querschnitt vor Einbau der Spannbänder (rechts)



Bild 7.35: Spanngliedverlauf beim Versuch mit Variante 2 und verdrehter Verankerung mit Blick in Richtung verdrehter Verankerung (links) und unverdrehter Verankerung (Mitte) sowie Verformung des Elastomerlagers des Randsegmentes zur Aufnahme der Querverkippung (rechts)

7.5 Optimierungsmöglichkeiten und weitere Vorschläge für fehlertolerante Sattelkonstruktionen

Beide entwickelten Varianten bewiesen in den durchgeführten Umlenkversuchen ihre Funktionsfähigkeit. Trotzdem lassen sich die Konstruktionen noch optimieren.

Für Variante 1 mit dem großen bewehrten Elastomerlager stellte die Lagerung des untersten Bandes eine recht weiche Auflagerung dar, was sich unter Umständen in einer Wandstärkenverringerung der Spanngliedumhüllungen äußern kann. Es wird daher vorgeschlagen, auf die Oberfläche des Elastomerlagers eine Edelstahlplatte aufzuvulkanisieren. In dieses Edelstahlblech könnte zur Reibungsminderung wiederum eine PTFE-Schicht eingelassen werden. Die Lagerung des Spannbandes erfolgt auf diese Weise auf einer steiferen Schicht, die Nachgiebigkeit und Verdrehungsmöglichkeit des Elastomerlagers sollte durch diese Umbaumaßnahme aber nicht beeinträchtigt werden.

Für Variante 2 zeigte sich ebenfalls eine recht starke Nachgiebigkeit der kleinen Lagerkörper unter der herrschenden Querpressung aus Spanngliedumlenkung. Sollte eine so große Nachgiebigkeit unerwünscht sein, so kann der Aufbau der Lager entsprechend abgewandelt werden. Mit der Verwendung dickerer Stahlbleche bzw. dünnerer Gummischichten ließe sich der Elastomerlager-Aufbau optimieren. Weiterhin sollte zur Gewährleistung einer zwangsfreien Verdrehbarkeit der Segmente im Rohr die Innenwandung des Stahlrohres möglichst glatt ausgebildet sein, so dass die Fettschicht auf den Segmentaußenflächen eine größere Wirkung entfaltet.

Nachfolgend wird noch ein dritter Vorschlag für einen fehlertoleranten Umlenkattel vorgestellt. Diese Konstruktion verwendet ein rechteckiges Durchdringungsrohr wie die erste Variante und einen segmentweisen Aufbau entsprechend Variante 2. Sämtliche denkbaren Verdrehungsmöglichkeiten werden durch einen Kugelabschnitt zwischen jedem Segment und seinem entsprechend sphärisch gekrümmten Widerlager gewährleistet, vgl. Bild 7.36. Die Widerlager ruhen auf plattenförmigen Unterbauten aus PE-HD oder Stahl, die durch ihre variable Höhe und den sich dadurch ergebenden Polygonzug die Spanngliedumlenkung bewerkstelligen.

Die Auflagerung der Bänder erfolgt wie bei der zweiten Variante auf kleinen bewehrten Elastomerlagern, die durch ihre Nachgiebigkeit einerseits die Abweichungen der polygonzugförmigen Umlenkung im Vergleich zum idealen Kreisbogen kompensieren, andererseits aber durch ihre aufvulkanisierte PTFE-Schicht eine äußere Gleitung des Spann-

glieds bewirken sollen. Zusätzlich bieten sie eine Fehlertoleranz in vertikaler Richtung. Die Segmente sind wiederum 10 cm lang, ihr Unterbau besitzt aber nun eine Länge von 12 cm, wodurch sich ein gegenseitiger Abstand der Segmente von 2 cm ergibt. Bei dem hier gewählten Umlenkradius von 5 m und einem Umlenkwinkel von beiderseits 8° errechnet sich daraus bei 12 angeordneten Segmenten eine erforderliche Sattellänge von 143 cm.

Der Drehpunkt jedes Segments für eine beliebige Verdrehung liegt im Mittelpunkt des als vollständige Kugel gedachten Kugelabschnitts mit einem Durchmesser von 220 mm. Damit ist hier anders als bei der zweiten Variante die Stabilität der Gleichgewichtslage bereits durch die Konstruktion jedes Segments für sich gewährleistet und nicht abhängig vom gewählten Durchmesser eines Durchdringungskörpers bzw. -rohres. Die Kugelabschnitte werden mit ihrer ebenen Fläche auf U-förmige Stahlkästen geschweißt. Diese Stahlkästen dienen der Aufnahme der Elastomerlager, die sie durch einen zusätzlich angebrachten und im unteren Bereich der U-Kästen umlaufenden Stahlsteg halten. An den beiden Innenseiten dieser Kästen werden Kunststoffplatten aus PE-HD angeordnet, die zur Führung und genaueren Einfädung der Spannbänder dienen.

Der in diesem Fall rechteckige Durchdringungskörper benötigt für die gewählte Fehlertoleranz und den Umlenkradius eine Innenbreite von 18 cm und eine lichte Höhe von 27 cm. Die Innenhöhe könnte sogar noch verringert werden, hilft aber in seinen angegebenen Dimensionen beim segmentweisen Einschieben der Umlenkstruktur und dem Einfädeln der Bänder.

Ein praktischer Umlenkversuch wurde mit dieser Konstruktion gemäß Bild 7.36 bisher noch nicht durchgeführt. Die Konstruktion ist daher als Vorschlag eines weiteren Prototyps zu verstehen. Ebenso wie die zweite Variante stellt dieser Vorschlag eine Art Baukastenlösung mit jeweils identischen Segmenten dar. Je nach geometrischen Erfordernissen lassen sich durch Variation der Unterbauhöhe und des gegenseitigen Abstandes der Segmente unterschiedlichste Umlenkradien erzeugen.

Eine kombinierte horizontale und vertikale Spanngliedumlenkung wird durch eine entsprechende Schrägstellung der Segmente ermöglicht.

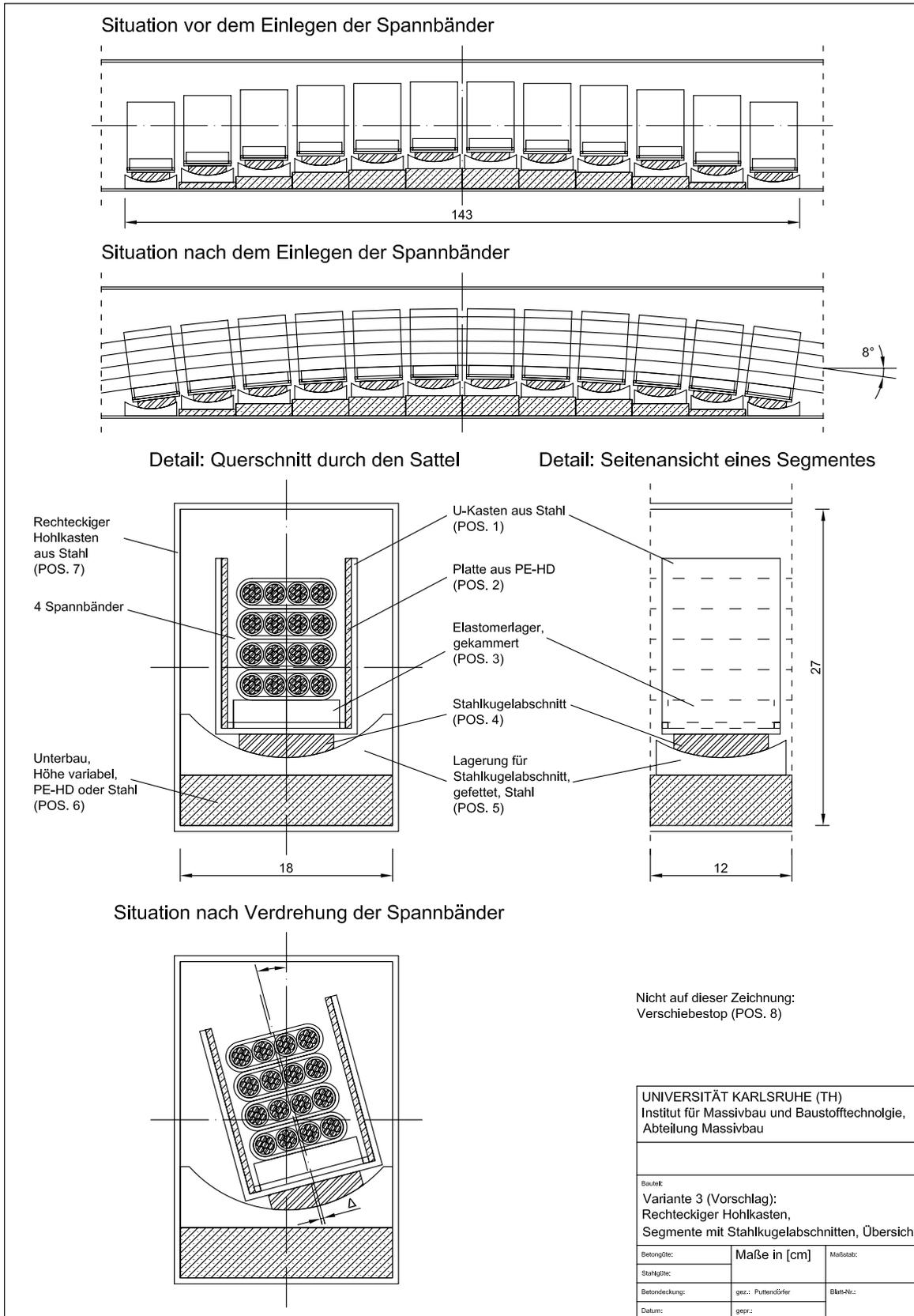


Bild 7.36: Vorschlag für eine dritte Variante eines fehlertoleranten Umlenksattels

8 Zusammenfassung und Ausblick

Bei umgelenkt geführten externen Spanngliedern können beim Vorspannen zwei Phänomene beobachtet werden. Zum Einen tritt eine häufig nicht erwartete Gleitung des Spannglieds am Sattel auf, zum Anderen kann sich an den Sattelrändern auf Grund von Einbaufehlern ein Knick im Spanngliedverlauf ausbilden. Beide Phänomene wurden im Rahmen dieser Arbeit untersucht.

Durch den in Deutschland bei externen Spanngliedern vorherrschenden mehrschichtigen Aufbau des Korrosionsschutzsystems ergeben sich beim Vorspannen unterschiedliche Gleitungsebenen, in denen die Verschiebungen (= Dehnungen) des Spannglieds stattfinden können. Die Gleitbewegungen erzeugen in Kombination mit den Querpressungen aus Spanngliedumlenkung sehr komplexe Beanspruchungen für die Kunststoffumhüllungen. Bislang war nicht ausreichend geklärt, welche Faktoren die Art der Gleitung beeinflussen. Eine innere Gleitung, bei der sich lediglich die Zugglieder verschieben, ist im Hinblick auf die Dauerhaftigkeit ungünstiger als eine äußere Gleitung, bei der sich die Zugglieder gemeinsam mit allen Kunststoffumhüllungen über den Sattel bewegen.

Mit Hilfe einer entwickelten Versuchseinrichtung wurde das Gleitverhalten eines bandförmigen externen Spannglieds bei unterschiedlichen Randbedingungen untersucht. Neben der Gleitungsart wurden in den Versuchen zahlreiche weitere Parameter variiert. Für den Fall der inneren Gleitung zeigte sich eine stark vom Gleitweg abhängige Größe der durch die Gleitung erzeugten Reibungskraft. Höhere Gleitgeschwindigkeiten wirkten sich für beide Gleitungsarten reibungsmindernd aus. Sehr starken Einfluss hatte bei äußerer Gleitung die Art der Lasteintragung. Die an beiden Seiten des Bandes herrschenden Querpressungen führten zu Klemmeffekten, welche die Reibung erhöhten.

Aus diesen Feststellungen wird die Empfehlung gegeben, ein aus mehreren Bändern bestehendes Spannglied möglichst bündelweise vorzuspannen. Für äußere Gleitung liegt in diesem Fall nur eine Gleitfuge vor, wohingegen für innere Gleitung alle Litzen des Spannglieds einen Beitrag zum Reibwiderstand leisten. Die Wahrscheinlichkeit für eine äußere Gleitung wird dadurch weiter erhöht. Zusätzlich „helfen“ dem Spannglied reibungsmindernde Maßnahmen, wie z.B. eine Fettschicht auf dem Sat-

tel.

Mit Hilfe der Versuchsergebnisse wurden für verschiedene Randbedingungen Vorhersagemodelle für die Höhe der Reibungsverluste in Abhängigkeit von der am Sattel herrschenden Querpressung entwickelt. Der kleinere Wert der Reibungskraft gibt schließlich den Ausschlag für die eine oder die andere Gleitungsart. Dabei wird zwischen der Situation zu Beginn und während eines Vorspannprozesses unterschieden, indem sowohl Haft- als auch Gleitreibungskräfte angegeben werden. Für den Fall der inneren Gleitung kann sich auf Grund des stark nicht-linearen Reibungskraftverlaufs über den Gleitweg die Situation ergeben, dass die anfängliche Haftreibungskraft kleiner ist als die nun wirkende Gleitreibungskraft. Da bei äußerer Gleitung die Unterschiede zwischen den beiden Werten eher gering sind, ist es möglich, dass ein sich zunächst mit innerer Gleitung bewegendes Spannglied nach kurzer Zeit mit äußerer Gleitung weiter gedehnt wird.

Um die Phänomene der Gleitung eingehender zu untersuchen, wurden mit Hilfe der Finiten Elemente Methode numerische Simulationen mit einer quer gedrückten Litze und einem Ausschnitt aus ihrem Umhüllungssystem durchgeführt. Dabei wurden ebenfalls unterschiedliche Gleitungen erzeugt sowie weitere Randbedingungen variiert. Um realitätsnahe Ergebnisse zu erhalten, wurde vorab für den Kunststoff PE-HD anhand praktischer Kriechversuche mit quer gedrückten Monolitzen ein Materialgesetz kalibriert, das sowohl elastische und plastische als auch zeitabhängige Verformungen berücksichtigt.

Der nicht-lineare Reibungskraftverlauf bei einer inneren Gleitung konnte anhand der Simulationen bestätigt werden und war erklärbar. Aus den numerischen Untersuchungen wurden die starken Beanspruchungen der Monohüllen bei einer inneren Gleitung deutlich.

Es konnte festgestellt werden, dass sich die Reibungskraft bei einer inneren Gleitung aus zwei Anteilen zusammensetzt. Der Adhäsionsanteil ist dabei allein vom Reibungsbeiwert zwischen Litze und Monohülle abhängig; in praktischen Fällen ist dieser Wert auf Grund der Fettschicht sehr niedrig. Den weitaus größeren Beitrag liefert der Deformationsanteil der Reibungskraft. Dieser äußert sich in der Beanspruchung der verformten Monohülle durch die vorbeigleitende Litze. Mit stärkerem Querdruck steigt dieser Deformationsanteil sehr stark an, so dass eine überproportionale Zunahme der Reibungskraft mit der Höhe der Querpressung auftritt. Dieses Ergebnis lieferten sowohl die Versuche als auch die numerischen Simulationen.

Zusätzlich konnte übereinstimmend mit den praktischen Versuchen festgestellt werden, dass sich eine höhere Gleitgeschwindigkeit reibungsmindernd auswirkt. Durch höhere Umgebungstemperaturen ist bei innerer Gleitung ein Anstieg der Reibwiderstände zu erwarten. Bei äußerer

Gleitung und einem bündelweisen Vorspannen des gesamten Spannglieds mit nur einer Gleitfuge ergibt sich für die Reibungskraft dagegen so gut wie kein Temperatureinfluss.

Aus den numerischen Untersuchungen konnten weitere Möglichkeiten zur Vermeidung einer inneren Gleitung angegeben werden. Dies ist z.B. durch eine Variation der Litzengeometrie mit einer Verringerung der Schlaglänge gegeben. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, den Vorspannprozess zu optimieren. Nach einem ersten geringfügigen Straffen der Litzen zur Erzielung einer gleichmäßigen Vorlast aller Bänder sollte nicht unmittelbar weiter vorgespannt werden. Durch eine Wartezeit werden die zeitabhängigen Verformungen im Kunststoff verstärkt. Die sich daraus ergebende leicht wellenförmige Struktur der Monohülle stellt der inneren Gleitbewegung der Litze einen größeren Widerstand entgegen.

Eine äußere Gleitung wird durch die Verwendung eines möglichst starren Sattels gefördert. Eindrückungen werden dadurch vermindert, die Gleitfläche bleibt eben. Dies kann durch die Verwendung eines Edelstahlsattels oder einer möglichst dünnen PE-HD-Platte als Sattelmateriale erreicht werden. Eine weitere Verbesserung der Gleitsituation ist durch eine möglichst dicke Bandhülle bzw. äußere Umhüllung gegeben. Die Querdruckspannungen verteilen sich so wirkungsvoller und führen zu geringeren Spannungsspitzen in der Kontaktfuge zwischen Spannglied und Umlenksattel.

Es werden weitere Untersuchungen empfohlen, um mit deren Hilfe die entwickelten Vorhersagemodelle zu bestätigen bzw. zu verfeinern. In diesem Zusammenhang wären z.B. Untersuchungen mit kompaktierten Litzen und Versuche bei niedrigen Umgebungstemperaturen interessant.

Ein weiteres Thema dieser Arbeit stellte die Entwicklung fehlertoleranter Umlenksättel dar. Zwei solcher Konstruktionen wurden für bandartige externe Spannglieder, die sich durch eine größere Einbaufehlersensibilität als etwa rotationssymmetrische runde Spannglieder auszeichnen, entwickelt. Die Funktionsweise der Konstruktionen wurde in Umlenkversuchen mit absichtlich realisierten Einbaufehlern überprüft und bestätigt. Bei Bedarf können die Konstruktionen durch Nachgiebigkeiten und Kinematiken einen unplanmäßigen Spanngliedverlauf ausgleichen. Die erste der beiden Konstruktionen setzt hierfür ein 130 cm langes und 10 cm breites bewehrtes Elastomerlager ein, das sich an den Sattelrändern durch geringere Steifigkeiten als in Lagermitte auszeichnet. Die zweite Variante löst die ursprünglich kreisbogenförmige Umlenkung des Spannglieds durch einen Polygonzug auf, wobei sich der Polygonzug durch einen segmentweise zusammengesetzten Umlenksattel ergibt. Alle Segmente sind identisch aufgebaut und unterscheiden sich lediglich in ihrer Unterbauhöhe. Durch Verdrehbarkeiten der Segmente im Um-

lenkrohr können verdrehte Spanngliedverläufe ermöglicht werden. Auch hier ist in jedem Segment durch eine Auflagerung des Spannglieds auf einem Elastomerlager eine vertikale Nachgiebigkeit der Sattelkonstruktion gegeben.

Beide entwickelten Konstruktionen zeigten in den durchgeführten Umlenkversuchen mit großem Ziehweg eine nahezu 100 %-ige äußere Gleitung. Dies wurde durch die möglichst zwangsfreie Spanngliedführung und eine auf die Lageroberflächen aufvulkanisierte PTFE-Gleitfolie mit zusätzlicher Fettschicht erreicht.

Darüber hinaus wurde eine dritte Variante vorgestellt, mit der bislang noch keine Versuche durchgeführt wurden. Die Konstruktion entspricht wiederum einem aus identischen Segmenten aufgebauten Sattel, wobei durch Kugellager eine allseitige Verdrehungsmöglichkeit der Segmente vorhanden ist. Diese Konstruktion sieht ebenfalls die Verwendung von kleinen bewehrten Elastomerlagern zur Aufnahme der Spannglieder vor.

Der segmentweise Aufbau führt dazu, dass ein Sattel als Baukastenlösung entsprechend den jeweiligen Erfordernissen der Spanngliedführung zusammengesetzt werden kann. Durch Variation der Unterbauhöhe bzw. des gegenseitigen Abstands der Segmente können unterschiedlichste Umlenkradien erzeugt werden.

Eine technische Realisierung sowie ein Test der dritten Variante werden vorgeschlagen.

Literaturverzeichnis

- [1] ABAQUS, Inc. *ABAQUS Analysis User's Manual, Version 6.6.*
- [2] ABAQUS, Inc. *ABAQUS/CAE User's Manual, Version 6.6.*
- [3] ABAQUS, Inc. *Getting Started with ABAQUS, Version 6.6.*
- [4] Abel, M.; Krautwald, W. Ruhrtalbrücke Rumbeck. *Beton- und Stahlbetonbau*, 96:497–502, 2001.
- [5] Abel, M.; Ponzel, U. Verstärkung von Spannbetonbrücken mit externen Spanngliedern - Erfahrungen bei der Entwurfs- und Ausführungsplanung. In *17. Dresdner Brückenbausymposium*, pages 27–51. TU Dresden, 2007.
- [6] Baumann, Th. Vorspannung von Brücken - Anwendung interner und externer Spannglieder. *Beton- und Stahlbetonbau*, 95:646–656, 2000.
- [7] Beaupre, R.J.; Powell, L.C.; Breen, J.E.; Kreger, M.E. Deviation Saddle Behaviour and Design for Externally Post-Tensioned Bridges. Technical Report Research Report 365-2, The University of Texas at Austin, Center for Transportation Research, 1988.
- [8] Bilger, W.; Steffen, W. Die Segmentbauart und ihre Anwendung beim Bau der Sallingsundbrücke. *Beton- und Stahlbetonbau*, 81:155–157, 1986.
- [9] Boitel, P. *Externe Vorspannung und Segmentbauweise*, chapter Freyssinet C-System for External Prestressing, pages 37–44. Verlag Ernst & Sohn, Berlin, 1998.
- [10] Boitel, P. Externe Vorspannung und Segmentbauweise, über 20 Jahre Erfahrung. In *Externe Vorspannung - Schriftenreihe der Österreichischen Vereinigung für Beton- und Bautechnik, Heft 45*, 2000.
- [11] Boutonnet, L. Remarques quant à l'utilisation des conduits en matière plastiques dans les déviateurs. In *Annales de l'institut technique du bâtiment et des travaux publics "La précontrainte extérieure"*, Nr. 500, Série: Béton 285, pages 46–49, 1992.

- [12] Brockmann, Chr.; Springer, St. Externe Vorspannung im Brückenbau. *Beton- und Stahlbetonbau*, 95:638–645, 2000.
- [13] Bundesministerium für Verkehr. Spannbetonbrücken - Vorsorgliche Maßnahmen zur späteren Verstärkung. In *Allgemeines Rundschreiben Straßenbau Nr. 23, Verkehrsblattverlag, Dortmund*, 1995.
- [14] Bundesministerium für Verkehr. Richtlinie für Betonbrücken mit externen Spanngliedern. In *Allgemeines Rundschreiben Straßenbau Nr. 28, Verkehrsblattverlag, Dortmund*, 1998.
- [15] Chaussin, R. Les problèmes généraux de la précontrainte extérieure au béton. In *Annales de l'institut technique du bâtiment et des travaux publics "La précontrainte extérieure", Nr. 500, Série: Béton 285*, pages 29–34, 1992.
- [16] Clark, G. *Externe Vorspannung und Segmentbauweise*, chapter Past and Present Experience in the United Kingdom with Prestressing of Bridges, pages 121–132. Verlag Ernst & Sohn, Berlin, 1998.
- [17] Czichos, H.; Harbig, K.-H. *Tribologie-Handbuch*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2003.
- [18] Deutsches Institut für Bautechnik. Richtlinie für die Eignungsprüfung von Spannverfahren für externe Vorspannung. *DIBt Mitteilungen*, 30:168–171, 1999.
- [19] Deutsches Institut für Bautechnik. *Allgemeine bauaufsichtliche Zulassung Z-12.3-36, Spannstahllitzen St 1570/1770 aus sieben kaltgezogenen, glatten Einzeldrähten Nenndurchmesser: 6,9-9,3-11,0-12,5-12,9-15,3 und 15,7 mm und ein Korrosionssystem für die Nenndurchmesser: 12,5 bis 15,7 mm*. Berlin, 2002.
- [20] Deutsches Institut für Bautechnik. *Allgemeine bauaufsichtliche Zulassung Z-12.3-77, Kompaktierte Spannstahllitzen St 1570/1770 aus sieben kaltgezogenen, glatten Einzeldrähten Nenndurchmesser: 15,2 mm*. Berlin, 2002.
- [21] Deutsches Institut für Bautechnik. *Allgemeine bauaufsichtliche Zulassung Z-13.3-78, Litzenspannverfahren VT-CMM D für externe Vorspannung*. Berlin, 2003.
- [22] Deutsches Institut für Bautechnik. *Allgemeine bauaufsichtliche Zulassung Z-13.3-85, Drahtspannverfahren für externe Vorspannung*. Berlin, 2003.

- [23] Deutsches Institut für Bautechnik. *Allgemeine bauaufsichtliche Zulassung Z-12.3-29, Spannstahlilitzen St 1570/1770 aus sieben kaltgezogenen, glatten Einzeldrähten Nenndurchmesser: 6,9-9,3-11,0-12,5-12,9-15,3-15,7-18,3 mm sowie Korrosionsschutzsysteme - Arcor 2 und Arcor 3 - für die Durchmesser: 12,5-12,9-15,3-15,7 mm.* Berlin, 2004.
- [24] Deutsches Institut für Bautechnik. *Allgemeine bauaufsichtliche Zulassung Z-13.2-109, SUSPA-Draht intern ohne Verbund.* Berlin, 2004.
- [25] Deutsches Institut für Bautechnik. *Allgemeine bauaufsichtliche Zulassung Z-13.3-110, Litzenspannverfahren VT-CMM KD für externe Vorspannung nach DIN 1045-1:2001-07 und DIN-Fachbericht 102:2003.* Berlin, 2004.
- [26] Deutsches Institut für Bautechnik. *Allgemeine bauaufsichtliche Zulassung Z-13.2-112, Monolithenspannverfahren VBF-IA, intern ohne Verbund (voll austauschbar).* Berlin, 2005.
- [27] Deutsches Institut für Bautechnik. *Allgemeine bauaufsichtliche Zulassung Z-13.3-99, Litzenspannverfahren extern.* Berlin, 2005.
- [28] Deutsches Institut für Bautechnik. *Allgemeine bauaufsichtliche Zulassung Z-13.3-121, Litzenspannverfahren VBT-BE 1 bis 16 für externe Vorspannung.* Berlin, 2007.
- [29] Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN V ENV 1992-1-5: Planung von Stahlbeton- und Spannbetontragwerken, Teil 1-5: Allgemeine Regeln - Tragwerke mit Spanngliedern ohne Verbund. Deutsche Fassung ENV 1992-1-5: 1994.* Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1994.
- [30] Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN 1076: Ingenieurbauwerke im Zuge von Straßen und Wegen; Überwachung und Prüfung.* Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1999.
- [31] Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN 1045-1: Tragwerke aus Beton, Stahlbeton und Spannbeton, Teil 1: Bemessung und Konstruktion.* Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2001.
- [32] Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN-Fachbericht 102 - Betonbrücken.* Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2003.
- [33] Ehrenstein, G.W. *Polymer-Werkstoffe.* Carl Hanser Verlag, München Wien, 1. Aufl. edition, 1978.

- [34] Eibl, J. *Externe Vorspannung und Segmentbauweise*, chapter Die externe Vorspannung in Deutschland - Entwicklung und Ausblick, pages 71–90. Verlag Ernst & Sohn, Berlin, 1998.
- [35] Eibl, J. Die Segmentbauweise - eine vorteilhafte Bauweise? *Beton- und Stahlbetonbau*, 95:632–637, 2000.
- [36] Eibl, J.; Häußler, U.; Retzepis, I. Zur numerischen Ermittlung der Spanngliedkräfte bei Vorspannung ohne Verbund. *Bauingenieur*, 65:227–233, 1990.
- [37] Eibl, J.; Iványi, G.; Buschmeyer, W.; Kobler, G. *Betonkalender 1995, Teil II*, chapter Vorspannung ohne Verbund, Technik und Anwendung, pages 739–803. Verlag Ernst Sohn, Berlin, 1995.
- [38] Eibl, J.; Kreuser, K. Experimentelle Untersuchungen von Verankerungen bei externer Vorspannung, Forschungsbericht, Bundesministerium für Verkehr, Bau- und Wohnungswesen, vertreten durch die Bundesanstalt für Straßenwesen, FE-Nr. 15.295/1998/DBR. Technical report, Institut für Massivbau und Baustofftechnologie, Abteilung Massivbau, Universität Karlsruhe (TH), 2000.
- [39] Eibl, J.; Voss, W. Zwei Autobahnbrücken mit externer Vorspannung. *Beton- und Stahlbetonbau*, 84:291–296, 1989.
- [40] Eisler, R. Neue Mischbauweise mit interner Vorspannung ohne Verbund - Pilotprojekt Mühlenbergbrücke. In *10. Münchener Massivbau Seminar*, 2006.
- [41] Eisler, R.; Abel, M. Neue Mischbauweise mit interner Vorspannung ohne Verbund - Pilotprojekt Mühlenbergbrücke. In *17. Dresdner Brückenbausymposium*, pages 143–155, 2007.
- [42] European Organisation for Technical Approvals (EOTA). *Guideline for European Technical Approval of Post-Tensioning Kits for Prestressing of Structures, ETAG 013*. EOTA, Brussels, Edition June 2002.
- [43] FH Frankfurt, Fachbereich 2; Stg. Verfahrenstechnik, Prof. Häberlein. <http://chemie.fb2.fh-frankfurt.de/kut/indexkut.htm>.
- [44] Fischer, O. Der Bang Na Expressway, Bangkok - Teil 2: Tragwirkung, Großversuch, Berechnung. *Beton- und Stahlbetonbau*, 93:36–41, 1998.

- [45] Fischer, O.; Genetzke, C.; Reinhard, T. Taktschieben in Mischbauweise am Beispiel der Talbrücke Scherenbusch. *Beton- und Stahlbetonbau*, 98:209–216, 2003.
- [46] Fouré, B. Les essais du CEBTP à Saint-Rémy-Lès-Chevreuse (sur financement SETRA, FNB et FNTP). In *Annales de l'institut technique du bâtiment et des travaux publics "La précontrainte extérieure"*, Nr. 500, Série: Béton 285, pages 19–28, 1992.
- [47] Franck, A.; Biederbick, K. *Kunststoff-Kompendium*. Vogel Buchverlage, Würzburg, 3., überarb. Aufl. edition, 1990.
- [48] Fritz, H. Seminar Brücken mit teilweiser Vorspannung ohne Verbund. *Beton- und Stahlbetonbau*, 82:53–54, 1987.
- [49] Girmscheid, G. Entwurfs- und Konstruktionsgrundsätze von extern vorgespannten Straßenbrücken in Segmentbauart, dargestellt am Bangkok Expressway, Thailand. *Beton- und Stahlbetonbau*, 89:70–75, 1994.
- [50] Gross, D.; Hauger, W.; Schnell, W. *Technische Mechanik 1, Statik*. Springer Verlag, Berlin, 1992.
- [51] Hampejs, G. Werksmäßig aufgebracht Korrosionsschutz von Spannstahl, fib - State of the Art Report. In *Externe Vorspannung - Schriftenreihe der Österreichischen Vereinigung für Beton- und Bautechnik, Heft 45*, pages 25–41, 2000.
- [52] Hartz, U. Erläuterungen zur Richtlinie für die Eignungsprüfung von Spannverfahren für externe Vorspannung und Anforderungen an externe Spannglieder. *DIBt Mitteilungen*, 30:165–168, 1999.
- [53] Haveresch, K.-H. *Externe Vorspannung und Segmentbauweise*, chapter Entwurf und Bau der Talbrücke Rümmecke, pages 175–188. Verlag Ernst & Sohn, Berlin, 1998.
- [54] Haveresch, K.-H. Talbrücke Rümmecke - Vorspannung durch externe Spannglieder bei Bau auf Vorschubrüstung. *Beton- und Stahlbetonbau*, 94:295–305, 1999.
- [55] Haveresch, K.-H. Verstärkung älterer Spannbetonbrücken mit Koppelfugenrissen. *Beton- und Stahlbetonbau*, 95:452–460, 2000.
- [56] Haveresch, K.-H. Externe Vorspannung für das Taktschiebeverfahren. *Beton- und Stahlbetonbau*, 96:181–187, 2001.

- [57] Haveresch, K.-H. Neue Mischbauweise mit Interner Vorspannung ohne Verbund. *Beton- und Stahlbetonbau*, 99:886–894, 2004.
- [58] Hegger, J.; Cordes, H.; Neuser, J.U. Dauerhaftigkeit von Polyethylenschutzhüllen externer Spannglieder an Umlenkstellen, Institutsbericht Nr. 70/2001. Technical report, Lehrstuhl und Institut für Massivbau der RWTH Aachen, 2001.
- [59] Hegger, J.; Cordes, H.; Neuser, J.U. Zur Beanspruchung externer Spannglieder an Umlenkstellen. *Beton- und Stahlbetonbau*, 100:939–944, 2005.
- [60] Hegger, J.; Neuser, J.U.; Peters, S.; Schmitz, M. Zur Dauerhaftigkeit externer Bandspannglieder bei wechselnden Beanspruchungen. *Beton- und Stahlbetonbau*, 101:81–86, 2006.
- [61] Hegger, J.; Peters, S.; Schmitz, M. Dauerhaftigkeit von Polyethylen-Schutzhüllen externer Spannglieder an Umlenkstellen bei wechselnden Beanspruchungszuständen, Institutsbericht Nr. 88/2004. Technical report, Lehrstuhl und Institut für Massivbau der RWTH Aachen, 2004.
- [62] Heiler, H.; Scheibe, M. Vorspannung intern, extern, mit oder ohne Verbund? Wo liegt das Optimum, was bringt die Zukunft? *Beton- und Stahlbetonbau*, 99:877–885, 2004.
- [63] Herrmann, O. Externe Vorspannung bei Straßenbrücken - Grundlagen und Anwendung. In *Externe Vorspannung - Schriftenreihe der Österreichischen Vereinigung für Beton- und Bautechnik, Heft 45*, pages 97–103, 2000.
- [64] Hindi, A.; MacGregor, R.; Kreger, M.E.; Breen, J.E. Enhancing Strength and Ductility of Post-Tensioned Segmental Box Girder Bridges. *ACI Structural Journal*, pages 33–44, January-February 1995.
- [65] Hüngstberg, A. Spannbeton-Eisenbahnbrücken für die Westautobahn und Koralmbahn. In *Externe Vorspannung - Schriftenreihe der Österreichischen Vereinigung für Beton- und Bautechnik, Heft 45*, pages 50–58, 2000.
- [66] Hoppe-Johnen, B.; Uhlenberg, J.; Buchert, N. Verstärkung der Brücke Benediktusstraße durch eine externe Vorspannung. *Bauingenieur*, 75:172–176, 2000.

- [67] Iványi, G.; Fastabend, M.; Lardi, R.; Pelle, K. Statisch-konstruktive Verstärkung durch zusätzliche Vorspannung. *Bautechnik*, 64:181–187, 1987.
- [68] Iványi, G.; Voß, W.; Buschmeyer, W. Fußgängerbrücke Heidegrundweg. *Beton- und Stahlbetonbau*, 88:167–169, 1993.
- [69] Jartoux, P.; Lacroix, R. Development of External Prestressing: Evolution of the Technique. In *FIP'90 XI Congress*, pages 91–98, 1990.
- [70] Jungwirth, D. Diskussionsforum Externe oder Interne Vorspannung - Workshop im Rahmen des deutschen Betontages in Berlin, 21. April 1999. *Beton- und Stahlbetonbau*, 94:339–342, 1999.
- [71] Jungwirth, D. Anforderungen an externe Spannglieder und Lösungen aus Sicht der BRD. In *Externe Vorspannung - Schriftenreihe der Österreichischen Vereinigung für Beton- und Bautechnik*, Heft 45, pages 9–17, 2000.
- [72] Jungwirth, D. Spannbetonbau - Gestern, heute, morgen; ein Blick in die Zukunft. *Beton- und Stahlbetonbau*, 95:4–12, 2000.
- [73] Jungwirth, D.; Hochreither, H. Externe Vorspannung: Zeitgeist oder technischer Fortschritt? *Bauingenieur*, 67:157–165, 1992.
- [74] Kargel, E. Traunbrücke Linz - AL 19 - Entwurf einer Eisenbahnbrücke mit ausschließlich externer Vorspannung. In *Externe Vorspannung - Schriftenreihe der Österreichischen Vereinigung für Beton- und Bautechnik*, Heft 45, pages 76–79, 2000.
- [75] Kiefer, D. Umlenkversuch mit großem Ziehweg nach ETAG 013 an einem externen Spannglied vom Typ BBV-EMR 19, Institut für Massivbau und Baustofftechnologie, Abteilung Massivbau, Universität Karlsruhe (TH), unveröffentlichter Prüfungsbericht, 2005.
- [76] Kirsch, P. Qualitätsverbesserung durch Externe Vorspannung? - Modellprojekt im Zuge der A2 Pack Autobahn. In *Externe Vorspannung - Schriftenreihe der Österreichischen Vereinigung für Beton- und Bautechnik*, Heft 45, pages 104–112, 2000.
- [77] Kitagawa, M.; Zhou, D. Stress-Strain Curves for Solid Polymers. *Polymer Engineering and Science*, 35:1725–1732, 1995.
- [78] Kordina, K.; Hegger, J. Zur Ermittlung der Biegebruch-Tragfähigkeit bei Vorspannung ohne Verbund. *Beton- und Stahlbetonbau*, 82:85–90, 1987.

- [79] Krautwald, W. *Externe Vorspannung und Segmentbauweise*, chapter Extern vorgespannte Brücken - Erfahrungsbericht eines Bauausführenden, pages 141–150. Verlag Ernst & Sohn, Berlin, 1998.
- [80] Loewenstein, C. Untersuchungen zum Gleitungsverhalten externer Spannglieder. Master's thesis, Institut für Massivbau und Baustofftechnologie, Universität Karlsruhe (TH), 2007.
- [81] Lorenz, P. Brücken in Segmentbauart und ihre Ausführung in Europa. *Beton- und Stahlbetonbau*, 82:150–154, 1987.
- [82] Maier, K. Externe Vorspannung - Entwicklung, Grundsätze der baulichen Durchbildung, Umsetzung in der Praxis. In *Externe Vorspannung - Schriftenreihe der Österreichischen Vereinigung für Beton- und Bautechnik*, Heft 45, pages 1–8, 2000.
- [83] Menges, G. *Werkstoffkunde Kunststoffe*. Carl Hanser Verlag, München Wien, 3., völlig überarbeitete und erweiterte Auflage edition, 1990.
- [84] Menn, Ch. Unterspannung von Brückenträgern mit gedrungenem Querschnitt. *Bauingenieur*, 65:209–219, 1990.
- [85] Metzler, H.; Haveresch, K.-H. Talbrücke Sülte, Autobahnbrücke mit verstärkbarem Längsträgersystem. *Beton- und Stahlbetonbau*, 93:61–68, 1998.
- [86] Metzler, H.; Peuckert, L.; Schmitz, Chr. Strothetalbrücke - Takt-schieben mit interner und externer Vorspannung. *Beton- und Stahlbetonbau*, 90:10–15, 1995.
- [87] Metzler, H.; Schmitz, Chr. Spannbetonbrücken mit externer Vorspannung - Historischer Rückblick und Erfahrungen einer Straßenbauverwaltung. *Bauingenieur*, 73:83–88, 1998.
- [88] Michaeli, W. *Einführung in die Kunststoffverarbeitung*. Carl Hanser Verlag, München Wien, 4., erw. Aufl. d. Werkes Menges, Einführung in die Kunststoffverarbeitung edition, 1999.
- [89] Neulichedl, A. Verstärkung einer im Grundriss gekrümmten Stahlbetonbrücke mittels vorgespannter Unterspannung und Bauwerksanierung. *Bauingenieur*, 77:575–580, 2002.
- [90] Neuser, J.U. *Zur Kraffteinleitung bei externer Vorspannung*. PhD thesis, Lehrstuhl und Institut für Massivbau, RWTH Aachen, 2003.

- [91] Neuser, J.U.; Hegger, J. Spannkrafteinleitung bei externer Vorspannung. *Beton- und Stahlbetonbau*, 96:305, 2001.
- [92] Nürnberger, U. *Korrosion und Korrosionsschutz im Bauwesen, Band 1*. Bauverlag, Wiesbaden, 1995.
- [93] Nürnberger, U. *Korrosion und Korrosionsschutz im Bauwesen, Band 2*. Bauverlag, Wiesbaden, 1995.
- [94] Pellar, A.; Retzepis, I. *Externe Vorspannung und Segmentbauweise*, chapter Erfahrungen mit dem ersten extern vorgespannten Eisenbahn-Brückenbauwerk für die Deutsche Bahn AG, pages 163–174. Verlag Ernst & Sohn, Berlin, 1998.
- [95] Peuckert, L.; Abel, M.; Eisler, R.; Tiarks, F. Talbrücke Zahme Gera. *Beton- und Stahlbetonbau*, 98:597–604, 2003.
- [96] Pfister, H.; Fritsche, L.; Scheibe, M.; Zilch, K.; Hennecke, M.; Leonhardt, G. Innovatives Bauobjekt - Brücke mit interner Vorspannung ohne Verbund als Pilotprojekt im Zuge der BAB 99 West Autobahnring München. *Bauingenieur*, 78:165–171, 2003.
- [97] Ponzel, U.; Grebe, B.; Eisler, R. Verstärken von Spannbetonbrücken mit externen Spanngliedern. *Beton- und Stahlbetonbau Spezial*, pages 57–61, 2005.
- [98] Powell, L.C.; Breen, J.E.; Kreger, M.E. State-of-the-Art Externally Post-Tensioned Bridges with Deviators. Technical Report Research Report 365-1, The University of Texas at Austin, Center for Transportation Research, 1988.
- [99] Puttendörfer, N. Umlenkversuch mit großem Ziehweg an einem externen Spannglied vom Typ VBF-CMM 4x04-150D, Institut für Massivbau und Baustofftechnologie, Abteilung Massivbau, Universität Karlsruhe (TH), unveröffentlichter Prüfungsbericht, 2005.
- [100] Puttendörfer, N. Gleitungsverhalten externer Spannglieder. In *DAfStb-Forschungskolloquium, Beiträge zum 47. Forschungskolloquium*, pages 227–239, 2006.
- [101] Radloff, B.J.; Kreger, M.E.; Breen, J.E. Bonding of External Tendons at Deviators. Technical Report Research Report 1209-1, The University of Texas at Austin, Center for Transportation Research, 1991.
- [102] Saechtling, H.; Wobcken, W. *Kunststoff-Taschenbuch, 25. Auflage*. Carl Hanser Verlag, München Wien, 1992.

- [103] Scheibe, M.; Demelt, A. *Externe Vorspannung und Segmentbauweise*, chapter SUSPA-Spannverfahren für externe Vorspannung, pages 11–18. Verlag Ernst & Sohn, Berlin, 1998.
- [104] Scholz, U. Anwendung externer Spannglieder am Beispiel der Isarbrücke Unterföhring. *Bauingenieur*, 68:151–158, 1993.
- [105] Schütt, K. Vorspannung ohne Verbund - Möglichkeiten und Beispiele ausgeführter Bauwerke. *Beton- und Stahlbetonbau*, 81:153–154, 1986.
- [106] Schütt, K. Entwicklung und Anwendung eines Spannglieds für externe Vorspannung. *Beton- und Stahlbetonbau*, 86:91–95, 1991.
- [107] Schweighofer, B. Objekt YH 01 - Ybbsbrücke. In *Externe Vorspannung - Schriftenreihe der Österreichischen Vereinigung für Beton- und Bautechnik, Heft 45*, pages 50–58, 2000.
- [108] Service D'Etudes Techniques Des Routes Et Autoroutes (SETRA). La précontrainte extérieure, Bagnex Cedex. Technical report, 1990.
- [109] Service D'Etudes Techniques Des Routes Et Autoroutes (SETRA). *European Technical Approval No. ETA-06/0006, VSL Post-Tensioning System*. Bagnex Cedex, 2006.
- [110] Service D'Etudes Techniques Des Routes Et Autoroutes (SETRA). *European Technical Approval No. ETA-06/0226, Système Freyssinet*. Bagnex Cedex, 2007.
- [111] Sonneck, St.; Teschke, P. *Externe Vorspannung und Segmentbauweise*, chapter Externe Spannglieder B + B, Typ EMR, pages 63–70. Verlag Ernst & Sohn, Berlin, 1998.
- [112] Specht, M.; Fouad, N.A. Temperatureinwirkungen auf Beton-Kastenträgerbrücken durch Klimaeinflüsse. *Beton- und Stahlbetonbau*, 93:281–285 und 319–323, 1998.
- [113] Specht, M.; Rösler, M. Forschungsbrücke Berlin. *Beton- und Stahlbetonbau*, 84:319–323, 1989.
- [114] Standfuß, F. *Externe Vorspannung und Segmentbauweise*, chapter Die externe und verbundlose Vorspannung von Straßenbrücken aus Beton aus der Sicht des Bauherrn, pages 91–98. Verlag Ernst & Sohn, Berlin, 1998.

- [115] Standfuß, F.; Abel, M.; Haveresch, K.-H. Erläuterungen zur Richtlinie für Betonbrücken mit externen Spanngliedern. *Beton- und Stahlbetonbau*, 93:264–272, 1998.
- [116] Stempniewski, L.; Puttendörfer, N. Sattelausbildung für externe Spannglieder, Forschungsbericht, Bundesministerium für Verkehr, Bau- und Wohnungswesen, vertreten durch die Bundesanstalt für Straßenwesen, FE-Nr. 15.353/2001/DRB. Technical report, Institut für Massivbau und Baustofftechnologie, Abteilung Massivbau, Universität Karlsruhe (TH), 2003.
- [117] Stempniewski, L.; Puttendörfer, N. Fehlertolerante Sattelausbildung für externe Spannglieder. In *15. Dresdner Brückenbausymposium*, pages 257–270. TU Dresden, 2005.
- [118] Thal, H. *Externe Vorspannung und Segmentbauweise*, chapter Verbundlose Vorspannung mit Bandspanngliedern, pages 19–28. Verlag Ernst & Sohn, Berlin, 1998.
- [119] Uetz, H.; Wiedemeyer, J. *Tribologie der Polymere*. Carl Hanser Verlag, München Wien, 1985.
- [120] Utsch, J.H.; Jahn, T. Die Entwicklung der externen Vorspannung - Die Bahnhofsbrücke in Aue/Sachsen. *Beton- und Stahlbetonbau*, 94:328–338, 1999.
- [121] Vierthaler, R. Bandförmige Spannglieder für externe Vorspannung. In *Externe Vorspannung - Schriftenreihe der Österreichischen Vereinigung für Beton- und Bautechnik, Heft 45*, pages 18–24, 2000.
- [122] Virlogeux, M. Die externe Vorspannung. *Beton- und Stahlbetonbau*, 83:121–126, 1988.
- [123] Virlogeux, M. Non-Linear Analysis of Externally Prestressed Structures. In *FIP'90 IX Congress*, pages 165–193, 1990.
- [124] Weber, P. *ABAQUS/CAE, Version 6.5*, Rechenzentrum der Universität Karlsruhe (TH), 2006.
- [125] Weidlich, Chr. Umlenkversuch mit großem Ziehweg an einem externen Spannglied vom Typ VBF-CMM 4x04-150D, Institut für Massivbau und Baustofftechnologie, Abteilung Massivbau, Universität Karlsruhe (TH), unveröffentlichter Prüfungsbericht, 2001.

- [126] Weiher, H. Reibung und Verschleiß von Polyethylen bei externen Bandspanngliedern an Umlenkstellen. In *45. Forschungskolloquium des DAfStb, Beton- und Stahlbetonbau 100*, pages 219–222, 2005.
- [127] Weiher, H. Zweiaxiale Umlenkung von externen Bandspanngliedern. In *10. Münchener Massivbau Seminar*, 2006.
- [128] Wicke, M. Verbundlose Spannglieder im Brückenbau. In *11. Dresdner Brückenbausymposium*, pages 27–51. TU Dresden, 2001.
- [129] Wicke, M.; Fritsche, G. Reibungsmessungen an externen Spanngliedern am Bauwerk. Technical report, Bundesministerium für wirtschaftliche Angelegenheiten, Wien, Straßenforschung, Heft 464, 1996.
- [130] Wicke, M.; Kirsch, P. *Externe Vorspannung und Segmentbauweise*, chapter Vorbeugende Verstärkung der Agerbrücke mit externen Spanngliedern, pages 211–220. Verlag Ernst & Sohn, Berlin, 1998.
- [131] Wicke, M.; Maier, K. *Betonkalender 2002, BK 2*, chapter Anwendung des Spannbetons, pages 113–179. Verlag Ernst & Sohn, Berlin, 2002.
- [132] Zerna, W.; Köpper, H.-D. Spannstahtspannungen im Grenzzustand der Tragfähigkeit bei Trägern mit Vorspannung ohne Verbund. *Beton- und Stahlbetonbau*, 84:11–16, 1989.
- [133] Zilch, K.; Hennecke, M. Ausführungsbeispiele aus Deutschland. In *Externe Vorspannung - Schriftenreihe der Österreichischen Vereinigung für Beton- und Bautechnik, Heft 45*, pages 113–119, 2000.
- [134] Zilch, K.; Weiher, H. Auswirkungen von zweiaxialer Umlenkung auf die Ergebnisse des Umlenkversuchs bei externen Spanngliedern. Technical report, TU München, Institut für Baustoffe und Konstruktion, Lehrstuhl für Massivbau, 2006.

**Schriftenreihe des
Instituts für Massivbau und Baustofftechnologie**

Herausgeber:
Prof. Dr.-Ing. Harald S. Müller und Prof. Dr.-Ing. Lothar Stempniewski
ISSN 0933-0461

- Heft 1** Manfred Curbach: *Festigkeitssteigerung von Beton bei hohen Belastungsgeschwindigkeiten*. 1987
- Heft 2** Franz-Hermann Schlüter: *Dicke Stahlbetonplatten unter stoßartiger Belastung - Flugzeugabsturz*. 1987
- Heft 3** Marlies Schieferstein: *Der Zugflansch von Stahlbetonplattenbalken unter Längsschub und Querbiegung bei kritischer Druckbeanspruchung von Beton*. 1988
- Heft 4** Thomas Bier: *Karbonatisierung und Realkalisierung von Zementstein und Beton*. 1988
- Heft 5** Wolfgang Brameshuber: *Bruchmechanische Eigenschaften von jungem Beton*. 1988
- Heft 6** Bericht DFG-Forschungsschwerpunkt: *Durability of Non-Metallic Inorganic Building Materials*. 1988
- Heft 7** Manfred Feyerabend: *Der harte Querstoß auf Stützen aus Stahl und Stahlbeton*. 1988
- Heft 8** Klaus F. Schönlin: *Permeabilität als Kennwert der Dauerhaftigkeit von Beton*. 1989
- Heft 9** Lothar Stempniewski: *Flüssigkeitsgefüllte Stahlbetonbehälter unter Erdbebeneinwirkung*. 1990
- Heft 10** Jörg Weidner: *Vergleich von Stoffgesetzen granularer Schüttgüter zur Silodruckermittlung*. 1990
- Heft 11** Pingli Yi: *Explosionseinwirkungen auf Stahlbetonplatten*. 1991
- Heft 12** Rainer Kunterding: *Beanspruchung der Oberfläche von Stahlbetonsilos durch Schüttgüter*. 1991
- Heft 13** Peter Haardt: *Zementgebundene und kunststoffvergütete Beschichtungen auf Beton*. 1991
- Heft 14** Günter Rombach: *Schüttguteinwirkungen auf Silozellen - Exzentrische Entleerung*. 1991
- Heft 15** Harald Garrecht: *Porenstrukturmodelle für den Feuchtehaushalt von Baustoffen mit und ohne Salzbefrachtung und rechnerische Anwendung auf Mauerwerk*. 1992

- Heft 16** Violandi Vratsanou: *Das nichtlineare Verhalten unbewehrter Mauerwerksscheiben unter Erdbebenbeanspruchung - Hilfsmittel zur Bestimmung der q-Faktoren.* 1992
- Heft 17** Carlos Rebelo: *Stochastische Modellierung menschengenerierter Schwingungen.* 1992
- Heft 18** Seminar 29./30. März 1993: *Erdbebenauslegung von Massivbauten unter Berücksichtigung des Eurocode 8.* 1993
- Heft 19** Hubert Bachmann: *Die Massenträgheit in einem Pseudo-Stoffgesetz für Beton bei schneller Zugbeanspruchung.* 1993
- Heft 20** DBV/AiF-Forschungsbericht: H. Emrich: *Zum Tragverhalten von Stahlbetonbauteilen unter Querkraft- und Längszugbeanspruchung.* 1993
- Heft 21** Robert Stolze: *Zum Tragverhalten von Stahlbetonplatten mit von den Bruchlinien abweichender Bewehrungsrichtung - Bruchlinien-Rotationskapazität.* 1993
- Heft 22** Jie Huang: *Extern vorgespannte Segmentbrücken unter kombinierter Beanspruchung aus Biegung, Querkraft und Torsion.* 1994
- Heft 23** Rolf Wörner: *Verstärkung von Stahlbetonbauteilen mit Spritzbeton.* 1994
- Heft 24** Ioannis Retzepis: *Schiefe Betonplatten im gerissenen Zustand.* 1995
- Heft 25** Frank Dahlhaus: *Stochastische Untersuchungen von Silobeanspruchungen.* 1995
- Heft 26** Cornelius Ruckenbrod: *Statische und dynamische Phänomene bei der Entleerung von Silozellen.* 1995
- Heft 27** Shishan Zheng: *Beton bei variierender Dehngeschwindigkeit, untersucht mit einer neuen modifizierten Split-Hopkinson-Bar-Technik.* 1996
- Heft 28** Yong-zhi Lin: *Tragverhalten von Stahlfaserbeton.* 1996
- Heft 29** DFG: *Korrosion nichtmetallischer anorganischer Werkstoffe im Bauwesen.* 1996
- Heft 30** Jürgen Ockert: *Ein Stoffgesetz für die Schockwellenausbreitung in Beton.* 1997
- Heft 31** Andreas Braun: *Schüttgutbeanspruchungen von Silozellen unter Erdbebeneinwirkung.* 1997
- Heft 32** Martin Günter: *Beanspruchung und Beanspruchbarkeit des Verbundes zwischen Polymerbeschichtungen und Beton.* 1997

- Heft 33** Gerhard Lohrmann: *Faserbeton unter hoher Dehngeschwindigkeit*. 1998
- Heft 34** Klaus Idda: *Verbundverhalten von Betonrippenstäben bei Querkzug*. 1999
- Heft 35** Stephan Kranz: *Lokale Schwind- und Temperaturgradienten in bewehrten, oberflächennahen Zonen von Betonstrukturen*. 1999
- Heft 36** Gunther Herold: *Korrosion zementgebundener Werkstoffe in mineral-sauren Wässern*. 1999
- Heft 37** Mostafa Mehrafza: *Entleerungsdrücke in Massefluss-Silos - Einflüsse der Geometrie und Randbedingungen*. 2000
- Heft 38** Tarek Nasr: *Druckentlastung bei Staubexplosionen in Siloanlagen*. 2000
- Heft 39** Jan Akkermann: *Rotationsverhalten von Stahlbeton-Rahmenecken*. 2000
- Heft 40** Viktor Mechtcherine: *Bruchmechanische und fraktologische Untersuchungen zur Rißausbreitung in Beton*. 2001
- Heft 41** Ulrich Häußler-Combe: *Elementfreie Galerkin-Verfahren – Grundlagen und Einsatzmöglichkeiten zur Berechnung von Stahlbetontragwerken*. 2001
- Heft 42** Björn Schmidt-Hurtienne: *Ein dreiaxiales Schädigungsmodell für Beton unter Einschluß des Dehnrateneffekts bei Hochgeschwindigkeitsbelastung*. 2001
- Heft 43** Nazir Abdou: *Ein stochastisches nichtlineares Berechnungsverfahren für Stahlbeton mit finiten Elementen*. 2002
- Heft 44** Andreas Plotzitz: *Ein Verfahren zur numerischen Simulation von Betonstrukturen beim Abbruch durch Sprengen*. 2002
- Heft 45** Timon Rabczuk: *Numerische Untersuchungen zum Fragmentierungsverhalten von Beton mit Hilfe der SPH-Methode*. 2002
- Heft 46** Norbert J. Krutzik: *Zu Anwendungsgrenzen von FE-Modellen bei der Simulation von Erschütterungen in Kernkraftbauwerken bei Stoßbelastungen*. 2002
- Heft 47** Thorsten Timm: *Beschuß von flüssigkeitsgefüllten Stahlbehältern*. 2002
- Heft 48** Slobodan Kasic: *Tragverhalten von Segmentbauteilen mit interner und externer Vorspannung ohne Verbund*. 2002
- Heft 49** Christoph Kessler-Kramer: *Zugtragverhalten von Beton unter Ermüdungsbeanspruchung*. 2002

- Heft 50** Nico Herrmann: *Experimentelle Verifizierung von Prognosen zur Sprengtechnik*. 2002
- Heft 51** Michael Baur: *Elastomerlager und nichtlineare Standorteffekte bei Erdbebeneinwirkung*. 2003
- Heft 52** Seminar 02. Juli 2004: *DIN 1045-1 Aus der Praxis für die Praxis*. 2004
- Heft 53** Abdelkhalek Saber Omar Mohamed: *Behaviour of Retrofitted Masonry Shear Walls Subjected to Cyclic Loading*. 2004
- Heft 54** Werner Hörenbaum: *Verwitterungsmechanismen und Dauerhaftigkeit von Sandsteinsichtmauerwerk*. 2005
- Heft 55** Seminar Februar 2006: *DIN 4149 - Aus der Praxis für die Praxis*. 2006
- Heft 56** Sam Foos: *Unbewehrte Betonfahrbahnplatten unter witterungsbedingten Beanspruchungen*. 2006
- Heft 57** Ramzi Maliha: *Untersuchungen zur Rissbildung in Fahrbahndecken aus Beton*. 2006
- Heft 58** Andreas Fäcke: *Numerische Simulation des Schädigungsverhaltens von Brückenpfeilern aus Stahlbeton unter Erdbebenlasten*. 2006
- Heft 59** Juliane Möller: *Rotationsverhalten von verbundlos vorgespannten Segmenttragwerken*. 2006
- Heft 60** Martin Larcher: *Numerische Simulation des Betonverhaltens unter Stoßwellen mit Hilfe des Elementfreien Galerkin-Verfahrens*. 2007
- Heft 61** Christoph Niklasch: *Numerische Untersuchungen zum Leckageverhalten von gerissenen Stahlbetonwänden*. 2007
- Heft 62** Halim Khbeis: *Experimentelle und numerische Untersuchungen von Topflagern*. 2007
- Heft 63** Sascha Schnepf: *Vereinfachte numerische Simulation des Tragverhaltens ebener mauerwerksausgefachter Stahlbetonrahmen unter zyklischer Belastung*. 2007
- Heft 64** Christian Wallner: *Erdbebengerechtes Verstärken von Mauerwerk durch Faserverbundwerkstoffe - experimentelle und numerische Untersuchungen*. 2008
- Heft 65** Niklas Puttendörfer: *Ein Beitrag zum Gleitverhalten und zur Sattelausbildung externer Spannglieder*. 2008

Frühere Berichte des
Instituts für Massivbau und Baustofftechnologie

Ulrich Häußler: *Geschwindigkeits- und Spannungsfelder beim Entleeren von Silozellen.* 1984

Wilfried Gladen: *Numerische Untersuchungen der Lasten in Silozellen beim exzentrischen Entleeren.* 1985

Bezug der Hefte: Institut für Massivbau und Baustofftechnologie
Universität Karlsruhe
Postfach 6980
D - 76128 Karlsruhe
Tel. 0721/608-2263
Fax 0721/608-2265

Druckkostenzuschuss incl. Porto: je Heft 18,-- Euro

Außerdem noch erhältlich:

Festschrift
Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. Dr. techn. h.c. Josef Eibl

Aus dem Massivbau und seinem Umfeld

788 Seiten, Preis incl. Versand: 25,-- Euro

Lebenslauf

Niklas Puttendörfer
geb. 27. Juni 1974
in Göttingen

1980 – 1984	Grundschule Obergeis in Neuenstein-Obergeis
1984 – 1987	Gesamtschule Geistal in Bad Hersfeld
1987 – 1993	Keplergymnasium in Freudenstadt
1993	Zivildienst bei der Arbeiterwohlfahrt in Freudenstadt
1994 – 2001	Studium des Bauingenieurwesens an der Universität Karlsruhe (TH), Vertiefungsrichtung „Konstruktiver Ingenieurbau“
2001 – 2007	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Massivbau und Baustofftechnologie, Universität Karlsruhe (TH)
seit 2007	Mitarbeiter bei DYWIDAG-Systems International GmbH in Unterschleißheim