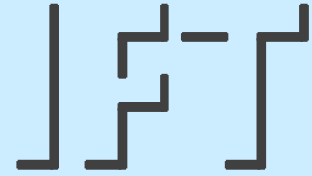


Berichte aus dem

**INSTITUT FÜR FÖRDERTECHNIK
UND LOGISTIK**

Institutsleiter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. K.-H. Wehking

UNIVERSITÄT STUTTGART



Björn Ernst

Zum Einfluss von Verdrehungen auf die Eigenschaften zugschwellbelasteter Drahtseile

Juli 2012

Zum Einfluss von Verdrehungen auf die Eigenschaften zugschwellbelasteter Drahtseile

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

Dipl.-Ing. Björn Ernst

geboren in Darmstadt

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. K.-H. Wehking

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche

Tag der Einreichung: 16.12.2011

Tag der mündlichen Prüfung: 09.07.2012

Institut für Fördertechnik und Logistik (IFT) der Universität Stuttgart

2012

*“If the question raised shows the expected answers,
the question was obviously too easy.”*

Prof. C.R. Chaplin
University of Reading (UK)

I Vorwort

Die vorliegende Forschungsarbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter in der Abteilung Seiltechnologie des Institutes für Fördertechnik und Logistik (IFT) der Universität Stuttgart. Auf die hier behandelte und bisher nicht wissenschaftlich untersuchte Problematik der Verdrehung zugschwellbelasteter Drahtseile wurde ich während der Verfassung meiner Diplomarbeit am IFT im Jahr 2006 aufmerksam.

Die im experimentellen Teil dieser Arbeit vorgestellten Versuchsergebnisse waren teilweise Bestandteil des durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderten Grundlagenforschungsprojektes „Lebensdauer und Ablegereife von Drahtseilen unter kombinierter Zugschwell- und Torsionsbeanspruchung“. Die Versuchsseile wurden freundlicherweise von der Drahtseilwerk GmbH aus Bremerhaven zur Verfügung gestellt.

Für die Unterstützung durch die DFG und die Drahtseilwerk GmbH möchte ich mich an dieser Stelle ausdrücklich bedanken.

Weiterhin danke ich

- Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. K.-H. Wehking für die wissenschaftliche Betreuung, seine Unterstützung und sein Vertrauen in meine Arbeit.
- Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche für die Durchsicht der Arbeit und die freundliche Übernahme des Mitberichtes.
- Herrn Prof. Dr.-Ing. K. Feyrer für die hilfreichen Anregungen bei der Abfassung des Forschungsantrages sowie die fachliche Begleitung der Arbeit.
- Den Herren Dipl.-Ing. S. Winter und Dipl.-Ing. P. Raach sowie den Kollegen der Abteilung Seiltechnologie für die hervorragende Zusammenarbeit und die exzellente Arbeitsatmosphäre am Institut.
- Allen Mitarbeitern der Werkstatt für die Unterstützung bei den konstruktiven und experimentellen Arbeiten.
- Herrn Dipl.-Ing. S. Bakschan für die Unterstützung bei der Durchführung der unterschiedlichen Versuche sowie die Fertigung der Prüfmuster.

- Den studentischen Hilfskräften für die Anfertigung der unzähligen Seilvergüsse.
- Herrn Prof. Dr.-Ing. W. Vogel, ohne den ich diesen von mir begangenen Weg damals nicht eingeschlagen hätte.
- Herrn Prof. C.R. Chaplin für Einführung in das Gebiet der Offshore-Seiltechnik sowie die Diskussion der experimentellen Prüfergebnisse.
- Herrn Dipl.-Ing. R. Verreet für die konstruktiven Diskussionen der Experimentellen Ergebnisse sowie für die Anfertigung der REM-Aufnahmen.

Mein ganz besonderer Dank gilt meiner Familie und meinen Freunden.

Alle diese Menschen haben ihren Teil zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Danke.

Björn Ernst

Stuttgart, im Juli 2012

II Inhaltsverzeichnis

I Vorwort.....	iii
II Inhaltsverzeichnis	v
III Abkürzungsverzeichnis.....	vii
IV Zusammenfassung	xi
V Abstract	xiii
1 Einleitung	1
1.1 Begriffsklärung	1
1.2 Einführung.....	1
1.3 Problemstellung	4
1.4 Zielsetzung.....	8
1.5 Vorgehensweise	9
2 Stand der Forschung.....	11
2.1 Untersuchungen zur Lebensdauer zugschwellbelasteter Drahtseile... 11	11
2.2 Untersuchungen zu Drehmoment und Höhenspannung	18
2.3 Untersuchungen zu Tension-Torsion-Fatigue	22
2.4 Fazit	25
3 Theoretische Betrachtungen	27
3.1 Drahtraumkurve	28
3.2 Seilgeometrie im unverdrehten Seil	32
3.3 Seilgeometrie bei verdrehtem Seil	37
3.4 Einzeldrahtspannungen	40
3.5 Kerbwirkungstheorie	44
3.6 Drehmoment	49
3.7 Verdrehwinkel ω und Drehwinkel φ	50
3.8 Drehsteifigkeit	54
3.9 Seilelastizitätsmodul.....	54
3.10 Bruchkräfte.....	57
4 Experimentelle Untersuchungen.....	61
4.1 Ausgewählte Seilkonstruktionen	61
4.2 Versuchseinrichtungen.....	62
4.3 Versuchsorganisation.....	67
4.4 Lebensdauerrelevante Einflussfaktoren	70
4.5 Definition der Prüfkriterien.....	72
4.6 Versuchsdurchführung	73

4.7	Zusammenfassung	76
5	Auswertung der experimentellen Versuchsergebnisse.....	79
5.1	Lineare Mehrfachregressionsanalyse	79
5.2	Versuchsergebnisse Seil A.....	80
5.3	Versuchsergebnisse Seil B.....	95
6	Bestimmung der Lebensdauer	109
6.1	Anforderungen.....	109
6.2	Regressionsansätze	110
6.3	Neue Lebensdauergleichung.....	112
6.4	Ergebnisse der Regressionsanalyse	112
6.5	Korrelationsanalyse	125
6.6	Fazit.....	129
7	Mikroskopische Untersuchungen.....	131
7.1	Systematik der mikroskopischen Untersuchungen	131
7.2	Zugschwellbelastung ohne Verdrehung	133
7.3	Zugschwellbelastung mit positiver Verdrehung	134
7.4	Zugschwellbelastung mit negativer Verdrehung	134
7.5	Einzeldrahtbruchuntersuchung	137
7.6	Fazit der mikroskopischen Untersuchungen.....	139
8	Diskussion.....	141
8.1	Litzenseil - Seil A	141
8.2	Spiralseil - Seil B	144
8.3	Fazit.....	145
9	Praktische Anwendung	147
9.1	Automatisiertes Berechnungsverfahren.....	148
9.2	Rahmenbedingungen	150
9.3	Statische Zugbelastung mit Verdrehung.....	150
9.4	Dynamische Zugschwellbelastung mit Verdrehung	151
9.5	Berechnung der Seillebensdauer	154
10	Zusammenfassung und Ausblick.....	157
10.1	Leistung der vorliegenden Arbeit.....	157
10.2	Kritik	158
10.3	Ansätze für weiterführende Untersuchungen	159
VI	Literatur.....	xxi
VII	Abbildungsverzeichnis	xxvii
VIII	Tabellenverzeichnis	xxxix
IX	Anhang.....	xxxiii
X	Lebenslauf	xlvi

III Abkürzungsverzeichnis

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$2S_a$	N	Schwingweite
A_i	mm^2	Querschnittsfläche Lage i
a_i	--	Regressionskoeffizienten (konstruktionsspezifisch)
A_{ij}	mm^2	Litzenquerschnitt der Lage j
A_m	mm^2	metallischer Seilnennquerschnitt
B	--	Bestimmtheitsmaß
b_i	--	Regressionskoeffizienten (konstruktionsspezifisch)
c_i	--	Drehmomentkonstanten (konstruktionsspezifisch)
CR	--	Lebensdauerfaktor nach Ridge
d	mm	Seilnenndurchmesser
d_0	mm	Einheitsdurchmesser (= 1 mm)
d_{ij}	mm	Drahtdurchmesser (Draht i, Lage j)
d_{ist}	mm	Seilistdurchmesser
d_L	mm	Litzendurchmesser
E	N/mm^2	Elastizitätsmodul
E_{LS}	N/mm^2	Seillängselastizitätsmodul
E_{RS}	N/mm^2	Seilradialelastizitätsmodul
E_S	N/mm^2	Seilelastizitätsmodul
f	--	Füllfaktor
F	N	Kraft
F_{min}	N	Mindestbruchkraft
f_{Ni}	--	Biegewechselfaktoren
F_r	N	rechnerische Bruchkraft
F_w	N	wirkliche Bruchkraft
g	m/s^2	Gravitationskonstante
G	N/mm^2	Schubmodul
h	m	Höhe
k	--	Verseilverlustfaktor
K	--	Hilfskonstante
kgV	--	kleinstes gemeinsames Vielfaches
L	m	freie Seillänge / Raumkurvenganghöhe
l_D	mm	Drahtlänge im Seil

l_i	mm	Litzenschlaglänge
L_i	mm	Seilschlaglänge
m	--	Anzahl der Litzenlagen
M	Nm	Drehmoment
m_s	kg/m	längenbezogene Seilmasse
M_L	Nm	Litzendrehmoment
n	--	Anzahl der Drahtlagen
N	--	Bruchschwingspielzahl
p_i	N/mm ²	Drahtschnürspannung
R_R	N	Reibkraft
R_0	N/mm ²	Nennfestigkeit
R_D	mm	Drahtwickelradius /Raumkurvenhalbmesser 2fach
r_i	mm	Windungsradius der Drähte der Lage i
R_L	mm	Litzenwickelradius
r_{Lj}	mm	Windungsradius der Litzen der Lage j
R_m	N/mm ²	wirkliche Festigkeit
S	N	Seilzugkraft
S/d^2	N/mm ²	durchmesserbezogene Seilzugkraft
S_a	N	Amplitude
S_L	N	Litzenzugkraft
S_m	N	Mittellast
S_o	N	Oberlast
S_q	N	äquivalente Seilzugkraft
S_u	N	Unterlast
t	mm	Kerbtiefe
T	--	Windung
T_{grenz}	K	maximal zulässige Oberflächentemperatur
U	--	Umdrehung
U_i	N	Umfangskraft
x	mm	Länge
X	1/mm	Kerbspannungsgradient
x,y,z	--	Achsen im Absolutkoordinatensystem
x_s,y_s,z_s	--	Achsen im Relativkoordinatensystem
z	--	Anzahl der Drähte im Seil
z_i	--	Anzahl der Drähte in Lage i
z_{Lj}	--	Anzahl Litzen in Lage j
α	rad	Winkel (allg.)
α_k	--	Kerbformzahl
β	rad	Schlagwinkel
β_D	rad	Drahtschlagwinkel
β_k	--	Kerbwirkungszahl

β_L	rad	Litzenschlagwinkel
Δ	--	Differenz
δ	rad	Phasenwinkel
δ_{ij}	mm	Einzeldrahtdurchmesser
ε	%	Dehnung
ε_D	%	Drahtdehnung
ε_L	%	Litzendehnung
ε_{qD}	%	Drahtquerkontraktion
ε_{qL}	%	Litzenquerkontraktion
ε_S	%	Seildehnung
μ	--	Reibkoeffizient
ν_i	--	Querkontraktionszahl
ρ	--	Krümmung / Kerbkrümmungsradius
σ	N/mm ²	Spannung
σ_{bD}	N/mm ²	Drahtbiegespannung
σ_j	N/mm ²	Einzeldrahtzugspannung
σ_{kmax}	N/mm ²	Kerbspannungshöchstwert
σ_n	N/mm ²	Nennspannung
σ_{zk}	N/mm ²	Drahtzugspannung
T_{tD}	N/mm ²	Drahttorsionsspannung
φ	rad	Drehwinkel
φ_D	rad	Drahtdrehwinkel
φ_L	rad	Litzendrehwinkel
ω	rad/mm	Verdrehwinkel
ω_j	rad/mm	Drahtverdrehwinkel
ω_j	rad/mm	Litzenverdrehwinkel
T	1/s	Periode

Indizes:

0	--	Ausgangszustand
D	--	Draht
i	--	Drahtlage (0 = Kerndraht)
j	--	Litzenlage (0 = für Einlage)
l	--	längs
L	--	Litze
q	--	quer
exp	--	experimentell
mod	--	Modell-
s	--	Seil-

IV Zusammenfassung

Die vorliegende Forschungsarbeit untersucht die Lebensdauer „stehender Drahtseile“. Stehende Drahtseile sind im Betrieb vorwiegend statischen und dynamischen Zuglasten unterworfen (so genannte „Zugschwellbelastung“) [29].

Stehende Seile sind keine dauerfesten Bauteile. Einzeldrähte verschiedener Drahtlagen berühren sich an den Kontaktstellen verschiedener Drahtlagen und sind hier lokal stark erhöhten Querpressungen und Abrasion unterworfen. Bei wiederholter dynamischer Belastung entstehen unter anderem an diesen Stellen Drahtbrüche. Die Tragkraft des Einzeldrahtes geht verloren, die Tragkraft des Seiles und die Seillebensdauer werden reduziert [41].

Eine präzise Prognose der zu erwartenden Seillebensdauer basierend auf Analytik oder rechnergestützter Simulation ist auf Grund der im Seil herrschenden inhomogenen Spannungszustände, welche aus den bei der Verseilung auftretenden Fertigungsungenauigkeiten sowie den Reibungsverhältnissen im Seil resultieren, bisher nicht möglich [80]. Um die Lebensdauer dieser Seile im realen Einsatz zuverlässig prognostizieren zu können, werden die zu erwartenden Zugbelastungen im Labor in Zugschwellversuchen in idealisierter Form in experimentellen Versuchsreihen nachgestellt (z.B. [29,41,66,77]).

Für „laufende Drahtseile“, die in Seiltrieben bewegt und hierbei über Scheiben und Trommeln gebogen werden, kann die zu erwartende Lebensdauer heute mit guter Genauigkeit prognostiziert werden. Mit dem Berechnungsverfahren nach Feyrer [29] existiert ein verifiziertes Berechnungsverfahren, welches die grundlegenden Einflussparameter berücksichtigt.

Für stehende Drahtseile, die im Betrieb Zugschwellbelastungen unterworfen sind (z.B. Wind, Wellen, Strömung, Beschleunigungen, Verkehr) existiert heute lediglich ein stark vereinfachtes Berechnungsverfahren [41], welches bisher nur Prognosen für einzelne, experimentell untersuchte Seilkonstruktionen zulässt. Weiterhin ist dieses Berechnungsverfahren mit dem Mangel behaftet, dass es stets den unverdrehten Idealzustand des Seiles impliziert. Dieser tritt in der Realität zumeist nicht auf und darf folglich nicht ohne Weiteres angenommen werden (siehe Kap. 1.3).

In allen Anwendungsfällen, in denen Seile über Höhendifferenzen eingesetzt werden (z.B. Seilbahnen, Festmacherseile von Bohrplattformen, Schachtförderanlagen, etc.) bewirkt das Seileigengewicht auf der freien Seillänge eine Verdrehung des Seiles um dessen Längsachse [29]. Diese Verdrehung bewirkt Zusatzbelastungen im Seil, die in den bisherigen Versuchen und Berechnungsverfahren nicht berücksichtigt wurden (siehe Kap. 2.2, Kap. 3.3 und Kap. 3.7).

Die lineare Superposition singular im Labor abgeprüfter Grundlastfälle hat sich zur Bestimmung der Seillebensdauer jedoch als ungeeignet erwiesen [11]. Aus diesem Grund werden Drahtseile bis heute mit hohen Sicherheitsfaktoren beaufschlagt, das bauteilspezifische Potential des Seiles bleibt somit teilweise ungenutzt [11].

Die vorliegende Arbeit untersucht erstmals grundlegend, systematisch und umfassend den Einfluss von Verdrehungen auf die Lebensdauer sowie weiterer wichtiger Eigenschaften zugschwellbelasteter Drahtseile an zwei verbreiteten Seilkonstruktionen.

Die Seile wurden hierbei erstmals bereits im Experiment einem Belastungskollektiv aus Zugschwellbelastung mit überlagerten Verdrehungen unterworfen und in Versuchsreihen mit systematischer Variation der relevanten Parameter abgeprüft.

Es wird die Durchführung dieser Untersuchungen (Kap. 4), die Ergebnisse (Kap. 5) sowie ein neuer, auf den Versuchsergebnissen basierender Berechnungsansatz zur Erstellung von Lebensdauerprognosen (Kap. 6) vorgestellt.

Der neuartige Berechnungsansatz basiert auf dem Verfahren der multiplen linearen Regressionsanalyse und berücksichtigt neben den charakteristischen Lastparametern „Schwingweite“ und „Unterlast“ erstmalig sowohl die Verdrehung des Seiles per se als auch die gegenseitigen Beeinflussungen von Zugschwellbelastung und Verdrehung (siehe Kap. 6).

Hierauf basierend wurde ein Berechnungsprogramm entwickelt, welches die zu erwartende Seillebensdauer für beliebige Belastungs- und Verdrehungsszenarien wesentlich genauer und differenzierter prognostiziert als dies mit den bisherigen Berechnungsverfahren nach Feyrer [29] und Klöpfer [41] der Fall war (siehe Kap. 9).

V Abstract

The influence of twist on the characteristics of tension-tension loaded wire ropes

The lifetime prediction of wire ropes subjected to tension-tension loading (T-T loading) and twist is an issue related to ropes suspended over large differences in height (for example due to height-stress in offshore mooring lines, mine hoisting ropes and ropes in aerial ropeways) [29].

When suspended over a huge difference in height, wire ropes are subject to a higher tensile stress at the upper end than at the lower end due to their own weight. As a consequence of their helical structure, laid wire ropes generate torque when loaded. Hence, the resulting torque M is higher at the upper end than at the lower end [29,59].

However, along its free length L the rope twists in a way that the torque M becomes minimal per rope increment dx . So, though terminated non-rotating at both ends the T-T loaded wire rope undergoes different conditions of twist along its free length. In case of two rotation-resistant end terminations the rotation angle φ is zero at both end terminations and achieves its maximum in the middle of the suspended rope length (see figure 1).

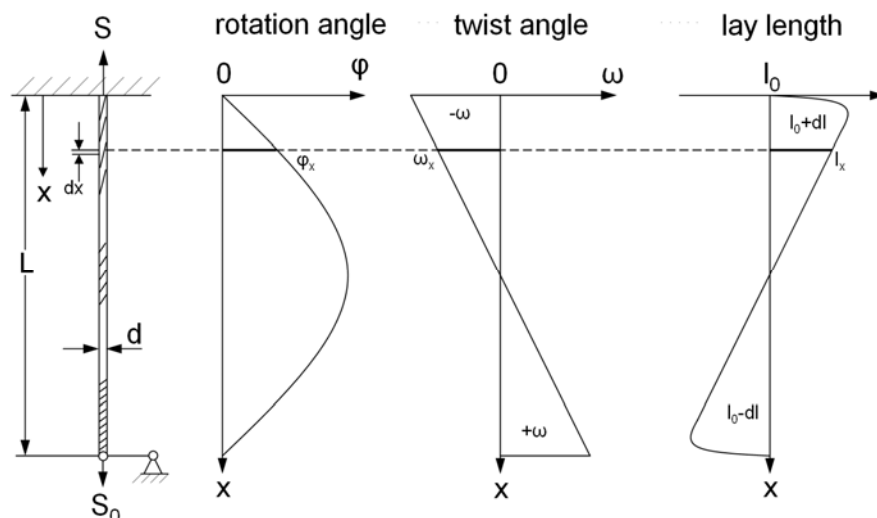


figure 1: correlation of rope length L , rotation angle φ , twist angle ω and lay length l

These effects lead to changes of the rope geometry [44,59]. In the upper section

- the rope untwists ($-\omega$),
- wire lay angle β_D and strand lay angle β_L decrease,
- strand lay length l_i and lay length L_i increase,
- the relative length of the rope per lay length increases.

In the lower section, these effects occur in the opposite direction:

- The rope „uptwists“ ($+\omega$),
- wire lay angle β_D and strand lay angle β_L increase,
- strand lay length l_i and lay length L_i decrease,
- the relative length of the rope per lay length decreases.

These changes of the rope geometry result in a redistribution (i.e. un-balancing) of the tensile loading between strands and core as well as between single wires [44,55]. Additional effects may also occur, for example inter-strand wire contacts.

Remarkably, though the described effects occur basically in all applications with the following surrounding conditions [29]:

- T-T loading of the wire rope (major fatigue mechanism in standing applications, minor fatigue mechanism in running applications),
- both end terminations secured against rotation around the rope axis,
- significant difference in height,

up to date it is still unclear how and why a specific level of twist does affect the T-T fatigue life of wire ropes.

Exhaustive literature researches performed by the author found that investigations in the past either focused on

- a) T-T fatigue life of wire ropes in an idealised, untwisted state (e.g. [41,43,75]),
- b) the torsional behaviour as a function of tensile load (e.g. [30,31,44]) or
- c) T-T loading with correlating cyclic twisting of the rope, which does occur when one end termination is not (or only partially) restrained from rotation (so called “Tension-torsion fatigue”) [9,10,11,12,13,14,62,63,64].

Up to date, in the test laboratory the tension-tension fatigue life of a wire rope has been investigated experimentally usually in “perfect” surrounding conditions in a simplified manner (regarding twist, temperature, lubrication, corrosion, etc).

This type of testing idealises the nature of the T-T loading of the wire rope as it occurs in reality. Yet this is (to a certain degree) always the case in laboratory testing when replicating real life conditions in an experiment as simple, yet as accurate as possible.

However, in the test programs of the past, any form of twisting of the rope was explicitly excluded in favour of a neat description of the fatigue life of the rope as a function of defined load parameters (e.g. [41,43,75]).

Hence, since the influence of twist on the T-T fatigue life of a wire rope has not been investigated, the approaches for determination of T-T fatigue life of a wire rope known today may be used for applications in which any kind of twist is imposed on a T-T loaded wire rope only by using safety factors for the (untwisted) upper and (“uptwisted”) lower sections.

The research program

The research work presented in this thesis investigates the lifetime and other relevant characteristics of twisted, T-T loaded wire ropes.

The goals are to obtain a reproducible data base, an useful lifetime formula, a programmed calculation tool as well as a general understanding of the interaction between dynamic tensile loading and twist and the resulting effects on the fatigue life of the wire rope.

For this purpose, two different rope constructions are investigated, a single-layer 8-strand rope 12 mm 8x19S IWRC sZ and a 12 mm 1x19 open spiral strand SZ, figure 2:

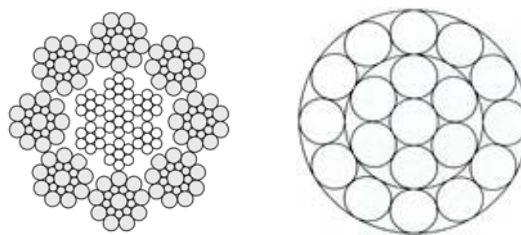


figure 2: investigated rope constructions – eight-strand rope 8x19S sZ and open spiral strand 1x19 SZ

The experimental testings comprise the following types of testing series:

- Tensile tests for determination of the UBL (“ultimate breaking load”),
- determination of rope moduli,
- determination of load-torque-characteristics,
- T-T fatigue tests (varying load ranges $2S_a$ and minimum loads S_u).

All these types of test series are performed in an untwisted state ($\omega_0 = 0$) and at different defined levels of twist ω_i in both twisting directions (untwisted and uptwisted).

The results of the experimental tests are analysed by using multiple linear regression analyses with adequate approaches.

The T-T fatigue tests are analysed by using a new regression approach which is based on the findings of the known lifetime formula for T-T fatigue [29,41] but for the first time takes into account the level of twist of the rope as well as the interactions between load range $2S_a$, minimum load S_u and direction and level of twist ω :

$$\lg N = b_0 + b_1 \lg \frac{2S_a d_0^2}{d^2 S_0} + b_2 \frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} + b_3 \left(\frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} \right)^2 + b_4 \omega + b_5 \frac{2S_a S_u^2 \omega^2 d_0^6}{d^6 S_0^3}$$

Findings

In the tensile tests only minor changes of the ultimate breaking load (UBL) were found with twist imposed on the rope. The relative changes in length of single wires due to twisting exerted an influence on the elongation characteristics of the ropes.

However, since in a tensile test the yield point of the wires is exceeded, twisting of the rope exerts only a very minor influence on the UBL itself. It was found here that the UBL increased slightly in untwisting direction and decreased slightly in uptwisting direction. This is believed to be due to the changes in lay angle and changes of radial stresses resulting hereof.

The ropes elasticity moduli change significantly when the ropes are twisted. They are related to the geometrical changes imposed on the ropes in a twisted state. The eight-strand rope showed a decreasing rope modulus in untwisting direction and an increasing rope modulus in uptwisting direction, respectively. The changes are due to the “unlaying” (untwisting) and the “compaction” (uptwisting) of the strands, respectively.

The spiral strand showed an increasing rope modulus in both twisting directions, which is a direct consequence to the relative shortening of the wires of a wire layer which occurs in this rope construction in both twisting directions. In the spiral strand 1x19, the first and the second wire layer are laid in opposite directions. Thus, one wire layer is uptwisted and one is untwisted in each direction of twist.

By using the new regression approach shown above the T-T fatigue life of the investigated rope constructions can be predicted as a function of

- diameter related load range $2S_a/d^2$,
- diameter related minimum load S_u/d^2 and
- direction and degree of twist ω .

The lifetime charts and the correlating regression coefficients of both investigated rope constructions are presented in this thesis for all investigated load-twist-scenarios.

Figure 3 exemplarily shows the T-T fatigue life of the investigated eight-strand rope 12 8x19S sZ IWRC that is to be expected with a diameter related load range of $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$ as a function of the diameter related minimum load S_u/d^2 and the direction and level of twist ω .

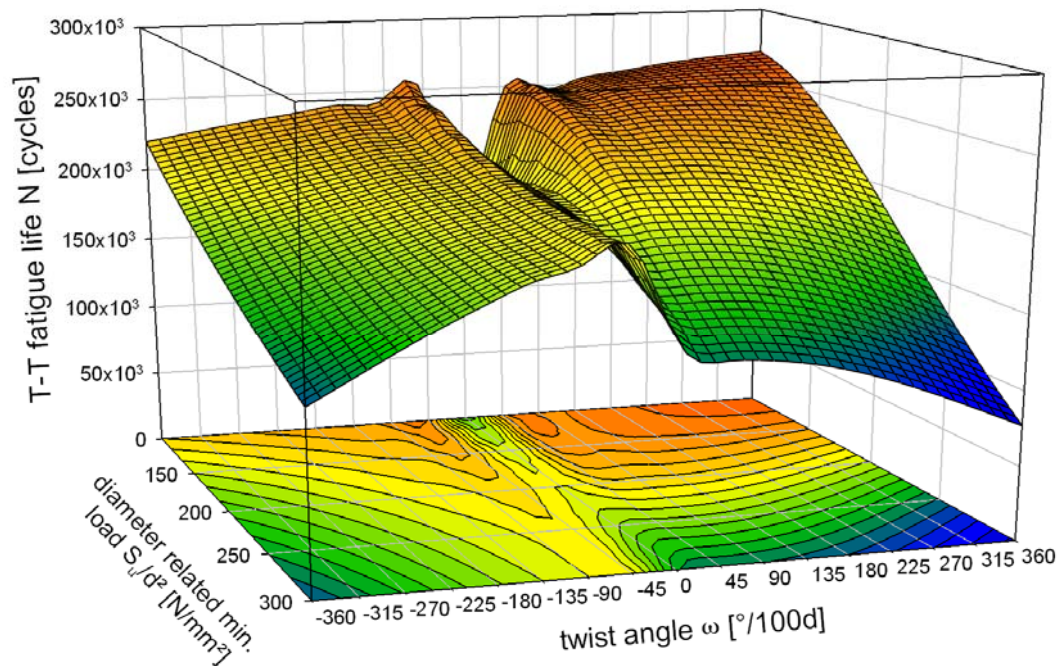


figure 3: T-T fatigue life of investigated strand rope 8x19 S IWRC

Figure 4 exemplarily shows the T-T fatigue life of the investigated open spiral strand 12 1x19 SZ that is to be expected with a diameter related load range of $2S_a/d^2 = 150 \text{ N/mm}^2$ as a function of the diameter related minimum load S_u/d^2 and the direction and level of twist ω , respectively.

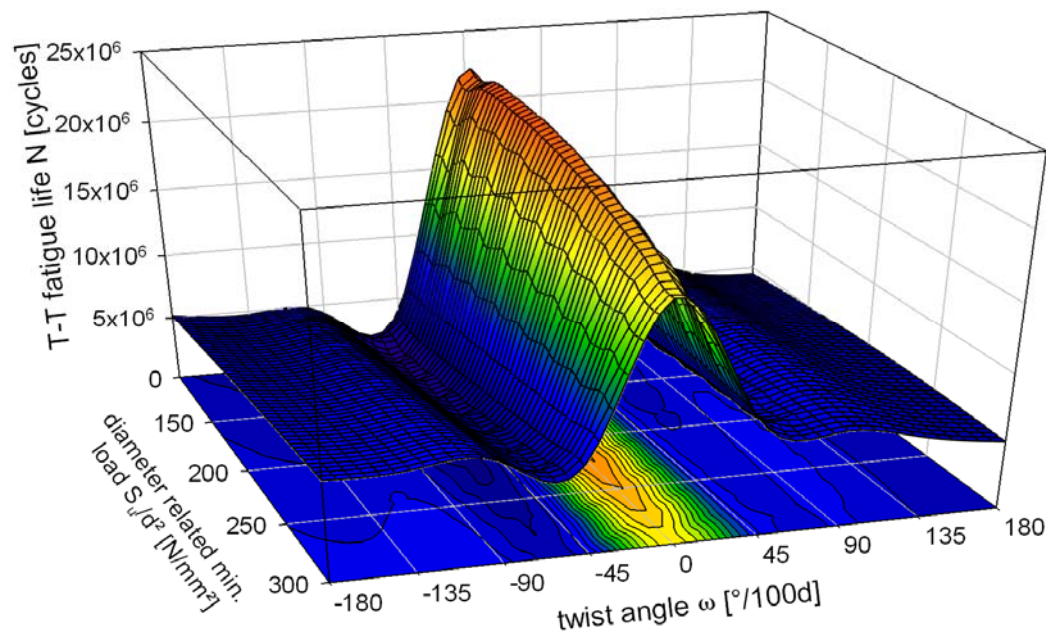


figure 4: T-T fatigue life of investigated open spiral strand 1x19 SZ (extrapolated)

Exhaustive optical and scanning electron microscopic investigations of the eight-strand rope led to a deeper understanding on the failure mechanisms that limit the T-T fatigue life of this rope construction.

It was found that in the eight-strand rope the radial interaction in the contact zones between the outer wires of the strands and the outer wires of the rope core is to be regarded as crucial point where the wires begin to fail and thus influence the T-T fatigue life of the rope. Hence, the changes of the rope geometry due to twisting exert a major influence on the T-T fatigue life of the rope.

As a consequence to these findings, a new approach to this topic is presented in the thesis. This approach derives from classical material science and for the first time takes into account the notches on the surface of the wires which derive from radial pressure. In these areas, the yield strength of the wires is locally exceeded, thus resulting in a locally increased tensile stress and hence a decreased fatigue life of the wires.

Due to their cold drawing manufacturing process the wires of wire ropes are usually anisotropic. Therefore, changes of geometry and position of the notches on the wire surfaces exert significant influence on their point of time of failure and thus result in a change of the T-T fatigue life of the rope.

Based on the findings of the research work, a calculation tool was created which calculates the tensile forces at both end terminations, rope torque along the free length, position and value of the maximum rotation angle, twist angles

at both end terminations and at user-defined positions as well as their changes in dynamic loading scenarios as functions of the surrounding parameters.

Most importantly, this program also calculates the T-T fatigue life of the rope to be expected in the surrounding conditions defined by the user.

The results may be plotted in tables and/or charts. By using this calculation tool a much more precise T-T fatigue life calculation may be performed for any combination of loadings and twist as it was possible in the past. It is available for the research engineers at IFT for their ongoing calculations and researches.

Conclusions

Based on the findings of the performed experimental tests, the mathematical and statistical analyses and the microscopic investigations can be stated that the lifetime of a twisted, T-T loaded wire rope is influenced by the following factors:

1. The interaction of load range $2S_a$, minimum load S_u and direction and level of twist ω .
2. the un-balancing of load sharing a) between rope core and strands and/or b) between the wires of different layers imposed by twisting of the rope. This un-balancing is a consequence of the different relative elongations of the wires/strands due to twisting of the rope. This effect is directly related to the rope construction and occurs in both twisting directions:
 - In stranded rope constructions the relative length of the strands changes to a bigger extent than the length of the rope core due to their larger lay radii.
 - In spiral strand constructions the different wire layers are usually of different lay directions. Thus, twisting of the rope in any direction results in a significant load un-balancing between wire layers of different lay directions.
3. the changes in the contact zones between a) rope core and strands and/or b) between wires of different layers, respectively. This includes geometry and position of surface notches as well as the changes in compressive stress distribution due to the twist imposed on the rope (e.g. “unlaying” vs. “compaction” of the strands on the rope core).

The failure mechanism that exerts predominant influence on the T-T fatigue life is dependent on the rope construction.

The results of the experimental tests and of the performed analyses showed a high reproducibility. Hence, the coefficients and results gained in this research seem to be resilient.

Furthermore, with the considerations and the theory regarding the notch effects on the single wires, a new investigative approach is integrated into the established way of wire rope research. In combination with the microscopic investigations this approach made it possible to explain the influence of twisting on the T-T fatigue life.

It is shown that the regression formula shown above works with very good precision for the two rope constructions investigated in this research. Due to its adaptive style it is the authors hope that it will work with other rope constructions at the same level of precision. Yet, this has to be proven on an experimental basis.

Finally, ideas and proposals for ongoing research is given. For example, in multilayer spiral-strand ropes (two or three strand layers), the different strand layers are of different lay directions. Hence, these rope constructions react extremely sensitive to twisting. However, up to date no systematic research has been performed on these types of ropes. So if these rope constructions are loaded in a twisted state, the effects found and presented in this research may show up in combination and the sensitivity of these rope constructions to twisting might be explained. However, further experimental investigations are absolutely necessary.

1 Einleitung

1.1 Begriffsklärung

Die Seiltechnik bedient sich spezieller Begriffe und Fachvokabeln. Diese sind in der Regel eindeutig.

Bei der Problematik der Verdrehung von Seilen ist diese Eindeutigkeit im deutschen Sprachgebrauch jedoch bisher nicht durchgängig gegeben. So verwenden einerseits verschiedene Autoren unterschiedliche Bezeichnungen für identische Sachverhalte und andererseits werden Bezeichnungen nicht durchgängig verwendet (z.B. „Torsion“, „Drehung“, „Verdrillung“ in [66], „Verdrehung“, „Drehwinkel“, „Verdrehwinkel“, „Drehwinkel je Längeneinheit“ in [29]).

Der hierdurch entstehende Mangel an Präzision erschwert den Zugang und die Diskussionen zum Thema entsprechend.

Da große Teile der jüngeren Seilforschung, die sich mit Verdrehung von Seilen beschäftigt, aus dem angelsächsischen Raum (v.a. Großbritannien) stammen und um fachliches Verständnis auf internationaler Ebene zu erleichtern, werden die Begriffe in Anlehnung an die angelsächsische Logik gewählt:

1. „**Drehung**“ (engl. „rotation“) bezeichnet die **absolute Drehung des Seiles** um dessen Längsachse und wird beschrieben durch den Drehwinkel φ [°],
2. „**Verdrehung**“ (engl. „twist“) bezeichnet die **Drehung des Seiles je Längeneinheit** um dessen Längsachse und wird beschrieben durch den Verdrehwinkel ω [°/100d] beziehungsweise [°/m].

1.2 Einführung

Das Drahtseil (im Folgenden als „Seil“ bezeichnet) zeichnet sich als Maschinenelement durch eine hohe Längsfestigkeit bei relativ geringer Biegesteifigkeit aus. In der Fördertechnik ist das Seil integraler Bestandteil verschiedenster Anlagen und Systeme und übernimmt in diesen in der Regel lasttragende Funk-

tionen. Somit hängen Sicherheit, Verfügbarkeit und Wirtschaftlichkeit einer Anlage direkt von der Lebensdauer des eingesetzten Seiles ab (vgl. [71]).

Im Betrieb ist das Seil in der Regel einem Belastungskollektiv aus verschiedenen Lasten unterworfen. Durch den helixförmigen Aufbau (Spiralseil) bzw. doppelhelixförmigen Aufbau (Litzenseil) bewirken bereits einfache Zugbelastungen im geraden Seil mehrachsige Spannungszustände in den Einzeldrähten und Litzen [29,58].

Die Einzeldrähte sind hierbei Zug-, Schub-, Torsions-, und Biegespannungen sowie Pressungen unterworfen. Dieses Spannungskollektiv sowie Relativbewegungen zwischen den Drähten führen zu einem irreversiblen mechanischen Verschleiß [1,29]. Die durch diesen Verschleiß hervorgerufene Schädigung der Drähte reduziert die Lebensdauer des Drahtseiles. Seile sind somit keine dauerhaftesten Bauteile.

Aus Gründen der Sicherheit und der Ökonomie kommt der Auslegung und der Lebensdauerberechnung von Drahtseilen in der Fördertechnik eine zentrale Bedeutung zu (vgl. [71]).

Auf Grund der komplexen Bauteilgeometrie und den multiplen, sich gegenseitig beeinflussenden lebensdauerbestimmenden Einflußfaktoren ist es bis heute nicht gelungen, die Lebensdauer eines Drahtseiles selbst unter definierten Einsatzbedingungen (z.B. im Labor) analytisch oder mit rechnergestützten Simulationsprogrammen zuverlässig vorherzubestimmen.

Um verlässliche Vorhersagen für die Lebensdauer von Drahtseilen in spezifischen Anwendungen treffen zu können, bedient sich die Ingenieurwissenschaft deshalb der experimentellen Forschung. Die in der Realität zu erwartenden Belastungen des Seiles werden im Prüflabor in idealisierter Form und Umgebung so nachgebildet und ausgewertet, dass möglichst zuverlässige Prognosen über die zu erwartende Lebensdauer des Seiles im realen Einsatz gewonnen werden [29,41,66,77,80].

Seile können gemäß ihrer Funktion generell unterschieden werden in [18,19,71]

- „laufende Seile“ (z.B. Krane, Seiltriebe),
- „stehende Seile“ (z.B. Abspannseile an Brücken, Ankerseile von Bohrplattformen),
- „Tragseile“ (z.B. Seilbahnen, Kabelkrane) sowie
- „Anschlagseile“ zum Heben von Lasten.

Laufende Seile

Das heute bekannteste Lebensdauerberechnungsverfahren im Bereich der „laufenden Seile“ (die im Betrieb über Scheiben gebogen werden) nach Feyrer [29] basiert auf einer Vielzahl unter definierten Bedingungen durchgeführten experimentellen Dauerbiegeversuchen, deren Ergebnisse mit Hilfe statistischer Methoden so ausgewertet wurden, dass für nahezu beliebige Seiltriebe Prognosen mit guter Genauigkeit getroffen werden können.

Im Prüflabor werden die Dauerversuche dabei weitestgehend idealisiert (z.B. konstante Seilzugkraft) und isoliert (z.B. Einfachbiegung) durchgeführt [31,41,48,65]. Einflüsse, welche die Seillebensdauer im reellen Einsatz signifikant beeinflussen, werden im Berechnungsverfahren anschließend mittels entsprechender Biegewechselfaktoren f_{Ni} berücksichtigt [33,69,78].

Weitere Schädigungsmechanismen (beispielsweise Mehrlagenwicklung auf Trommeln, seitliche Seilablenkung beim Lauf über Seilscheiben), die einen nachgewiesenen Einfluss auf Seillebensdauer und Ablegereife besitzen, wurden in der jüngeren Vergangenheit ebenfalls wissenschaftlich analysiert, so dass eine Vielzahl an Faktoren, welche Lebensdauer und Ablegereife laufender Drahtseile beeinflussen, mittlerweile bekannt sind (z.B. [66,77]).

Stehende Seile

Im Gegensatz zu laufenden Seilen sind „stehende Seile“ im Betrieb vorwiegend zyklisch wiederkehrenden dynamischen Zugbelastungen unterworfen (sog. „Zugschwellbelastung“). Stehende Seile sind hinsichtlich Lebensdauer und Ablegereife bisher weit weniger untersucht worden als laufende Drahtseile.

So existiert im Bereich der stehenden Seile zwar ein Berechnungsverfahren, welches sich an der Vorgehensweise des Berechnungsverfahrens für laufende Seile anlehnt, jedoch ist dieses Verfahren bisher weit weniger etabliert [28,41].

Weiterhin berücksichtigt dieses Verfahren lebensdauerbeeinflussende Faktoren, die im Realfall auftreten (wie dies bei laufenden Seilen mit den Biegewechselfaktoren f_{Ni} der Fall ist), nicht adäquat (vgl. [41] mit [29]).

Eine nachträgliche mathematische Superposition experimentell singular abgeprüfter Grundlastfälle ist zur Bestimmung von Seillebensdauer und Ablegereife stehender Seile nachweislich ungeeignet und führt zu nicht verwertbaren Ergebnissen [10].

Die tatsächlichen Auswirkungen überlagerter Belastungen auf Lebensdauer und Ablegereife zugschwellbelasteter Drahtseile sind trotz der bisher durchgeführten Versuche weitestgehend unbekannt (siehe z.B. [14,29,59,63]).

Feyrer [29] weist ebenso wie Chaplin [12] darauf hin, dass die Auslegung von Seilen durch Beaufschlagung mit entsprechend Sicherheitsfaktoren für nicht untersuchte Einflussfaktoren zu stark limitierenden Einsatzgrenzen führt.

Im konkreten Anwendungsfall wird diese Wissenslücke mit entsprechend geschätzten Sicherheitsfaktoren umgangen. Diese Vorgehensweise ist zum heutigen Zeitpunkt in allen Anwendungsbereichen, in denen Drahtseile eingesetzt werden, etabliert (z.B. im Offshorebereich zur Verankerung schwimmender Bohrplattformen [2,21]).

Die Auslegung eines Bauteils auf Basis abgeschätzter Sicherheitsfaktoren führt zwangsläufig zu suboptimalen Ergebnissen hinsichtlich Dimensionierung, Gewicht und Lebensdauer. Das bauteilspezifische Potential des Drahtseils bleibt folglich teilweise ungenutzt [41].

Um dieses Potential erschließen zu können ist es somit unumgänglich, experimentelle Versuchsreihen durchzuführen, welche die dynamischen Belastungen der Seile bereits im Labor in einer Weise abbilden, wie sie in der Realität tatsächlich zu erwarten sind. Als erster Schritt ist hier die Überlagerung von Grundlastfällen zu sehen, die im Labor bisher ausschließlich isoliert untersucht wurden [30,31,32,41].

Werden diese experimentellen Versuche mit überlagerten Grundlastfällen in systematisch geplanten Versuchsreihen mit gezielter Variation der relevanten Parameter durchgeführt, so lassen sich anschließend mit Hilfe geeigneter mathematischer Auswerteverfahren wie beispielsweise der multiplen linearen Mehrfachregressionsanalyse [29], statistischen Abschätzungen [68] und Schadensakkumulationshypothesen [47] Prognosen über das Verhalten zugschwellbelasteter Drahtseile treffen, welche die bisherigen Verfahren an Genauigkeit deutlich übertreffen.

1.3 Problemstellung

Geschlagene Drahtseilkonstruktionen (Litzenseile, Spiralseile, Spiralrundlitzenseile) generieren durch ihren helixförmigen Aufbau unter Zugbelastung S ein Drehmoment M , welches im unverdrehten Zustand in erster Näherung proportional zur Seilzugkraft S ist [29].

Wird ein Drahtseil über eine Höhendifferenz eingesetzt, so wirkt auf Grund des Seileigengewichtes am oberen Seilende stets eine höhere Zugkraft als am unteren Seilende. Greift am unteren Seilende die externe Zuglast S_0 an, so wirkt am oberen Seilende die Zuglast S_L , bestehend aus externer Zuglast S_0 , vermehrt um das Seileigengewicht, Glg. (1.1) und (1.2):

$$S(x=0) = S_0, \quad (1.1)$$

$$S(x=L) = S_0 + m_s g L \quad (1.2)$$

Die Zuglastdifferenz, welche aus der Höhendifferenz und dem Seileigengewicht resultiert, wird als „Höhenspannung“ bezeichnet [29].¹

Diese Zuglastdifferenz bewirkt im Seil auf Grund seines Eigengewichts bereits ohne Aufbringen einer externen Zugbelastung eine Drehung φ und eine Verdrehung ω des Seiles um dessen Längsachse auf der freien Seillänge L . Das Seil versucht hierbei einen Zustand einzunehmen, in dem ein minimales Drehmoment M je Längeninkrement dx wirkt [29].

Da am oberen Seilende eine höhere Zuglast wirkt als am unteren Seilende, dreht sich das Seil am oberen Seilende „auf“ (der Schlagwinkel β nimmt ab, die Schlaglänge l nimmt zu). Am unteren Seilende treten diese Effekte entsprechend in entgegengesetzter Richtung auf, das Seil dreht sich „zu“ (der Schlagwinkel β nimmt zu, die Schlaglänge l nimmt ab). Abb. 1.1 stellt diesen Zusammenhang schematisch dar.

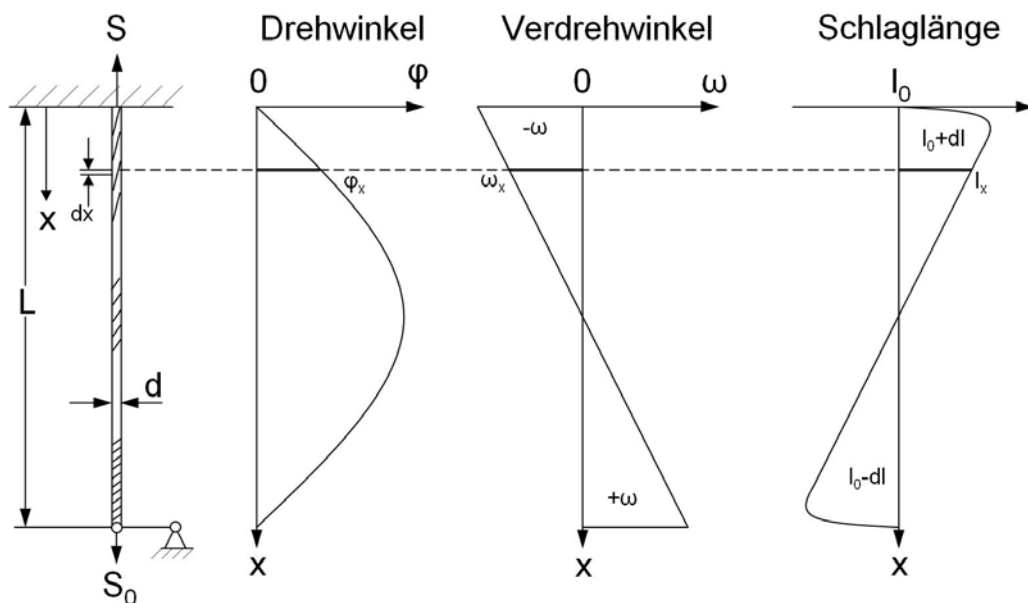


Abb. 1.1: Änderungen von Drehwinkel φ und Verdrehwinkel ω

Diese Veränderungen der Seilgeometrie im verdrehten Zustand bewirken eine Lastumverteilung innerhalb des Seilverbundes, d.h. im verdrehten Zustand tragen die einzelnen Drähte und Litzen die Zuglast ungleich verteilt [59]. Dieser

¹ Korrekterweise müsste man diese als „Höhenlast“ bezeichnen.

veränderten Zuglastverteilung im Seil wiederum ist der Hauptteil der Seilschädigung und somit ein Lebensdauerabfall zuzuschreiben [44,59,64]. Wie im Verlauf dieser Arbeit noch gezeigt werden wird, wirken hierbei jedoch noch andere Effekte, die bisher nicht berücksichtigt wurden (siehe Kap. 7).

Sämtliche **bisher** durchgeführten wissenschaftlichen Untersuchungen, welche die Lebensdauer und Ablegereife zugschwellbelasteter Drahtseile zu bestimmen versuchten, wurden an verschiedenen Seilkonstruktionen **im unverdrehten Zustand** durchgeführt (z.B. [27,28, 29, 41,74,75]).

Die **Verdrehung** des Seiles, die **in allen Anwendungen** auftritt, **bei denen Höhendifferenzen überwunden werden**, blieb hierbei stets unberücksichtigt. Der Einfluss und die Auswirkung von Verdrehungen auf die Seillebensdauer zugschwellbelasteter Drahtseile wurde bis heute nicht untersucht [11,28, 29,41].

Nach eingehender, internationaler Recherche der entsprechenden wissenschaftlichen Literatur muss der Autor feststellen, dass die Lebensdauer verdrehter, zugschwellbelasteter Drahtseile bis heute unbekannt ist und hierfür weder Berechnungs- noch Auslegungsverfahren verfügbar sind.

Relevanz

Die beschriebene Problematik betrifft sämtliche Anwendungsgebiete, in denen Drahtseile zur Lastübertragung mit Überwindung von Höhendifferenzen eingesetzt werden und in denen das Seileigengewicht nicht vernachlässigbar ist.

Dies sind unter anderem Tragseile stehender Bauwerke, Seilbahnen (Trag- und Förderseile), Aufzüge, Krane, schwimmende Offshoreplattformen zur Öl- und Gasförderung, Schachtförderanlagen, Überlandleitungen, Kabelkrane, elektr./opt. Unterwasserkabel mit Stahlarmierung.

- In der Offshoretechnik werden Drahtseile als Festmacher („Mooring Lines“) zur Positionssicherung schwimmender Bohr- und Förderplattformen zur Erdöl- und Erdgasexploration eingesetzt. Durch Wellen, Wind und Strömungen induzierte Positionsänderungen der Plattform in dreidimensionaler Richtung resultieren in fortwährenden Änderungen sowohl der Seilzugkräfte als auch der geometrischen Form des Durchhangs der einzelnen Mooring Lines auf Grund des Seileigengewichtes (auf der Luvseite² nehmen Seilzugkraft

² Luvseite: Wind- und strömungszugewandte Seite

zu und Durchhang ab, auf der Leeseite³ nehmen Seilzugkraft ab und Durchhang zu) [16], Abb. 1.2: :

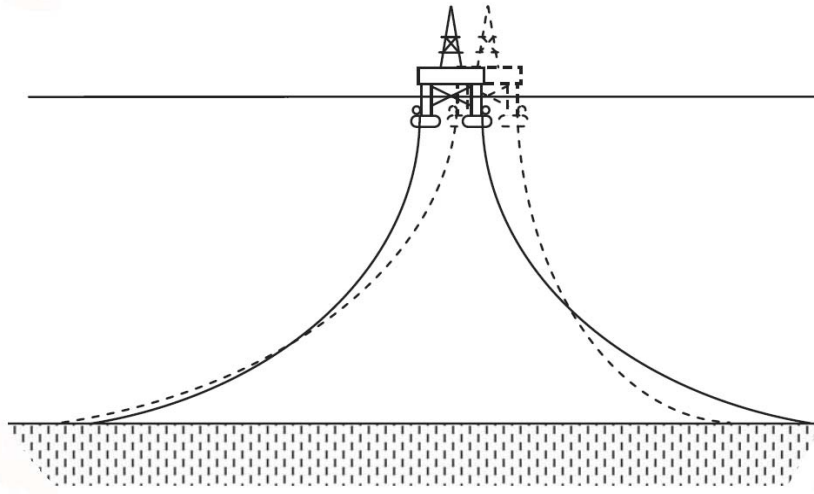


Abb. 1.2: Schematische Darstellung der Standardverankerung SCM („steel catenary mooring“) einer MODU („mobile offshore drilling unit“) mit Drahtseilen und Flunkenankern [16]

Bei dieser Art der Verankerung (Steel Catenary Mooring, SCM) sind sowohl plattformseitiges Seilende als auch ankerseitiges Seilende gegen Verdrehung gesichert. Die Höhendifferenz zwischen Meeresgrund und Plattform (derzeit bis ca. 3000 m, zukünftig vermutlich tiefer) bewirkt eine entsprechende Höhenspannung, das Seil wird auf der freien Länge um seine Längsachse verdreht [10,14,29].

Der Lebensdauerabfall zugschwellbelasteter Mooring Lines als Folge von Verdrehung auf der freien Seillänge ist als Problemquelle bekannt, aber bisher nicht systematisch untersucht worden (z.B. [14,62,63]). Chaplin beschreibt beispielsweise die „Zwangsverdrehung“ einer Mooring Line während des Installationsvorganges, was zu einem Lebensdauerabfall von 90% (!) führte [10].

- In der Minenindustrie werden Drahtseile derzeit einsträngig zum Verbringen von Mensch und Material unter Tage in Tiefen bis 2500 m eingesetzt (z.B. [59]). In direkter Abhängigkeit der Antriebsart der Schachtförderanlage dreht sich das Seil während jedes einzelnen Hubvorgangs entweder zyklisch auf

³ Leeseite: Wind- und strömungsabgewandte Seite

und zu („Drum winder“⁴) oder wird mit annähernd konstantem Drehwinkel betrieben („Koepe“⁵). Die Drehung des Seiles in Folge der Höhenspannung begrenzt die Einsatziefen in den Schächten auf 2500 m [59,63,72].

1.4 Zielsetzung

Die bisher im Labor durchgeführten systematischen Versuchsreihen zur Bestimmung der Seillebensdauer bei Zugschwellbelastung bilden bisher lediglich den unverdrehten Idealzustand des Seiles ab (z.B. [29,41,74,75]). Eine im Betrieb auftretende Verdrehung des zugschwellbelasteten Seiles blieb bisher stets unberücksichtigt.

Der im Labor abgeprüfte unverdrehte Zustand des zugschwellbelasteten Seiles ist in sämtlichen Seilanwendungen mit Höhenspannung lediglich in einem Seilinkrement etwa in Seilmitte gegeben [29]. Die Auswirkungen von Verdrehung auf die Seillebensdauer sind bisher unbekannt, das bekannte Verfahren zur Lebensdauerberechnung für zugschwellbelastete Seile nach Feyrer [28,29] ist bei Anwendungsfällen mit Verdrehung nur mit entsprechenden Sicherheitsfaktoren einsetzbar.

Aus diesem Grund ist es **notwendig und unumgänglich, die bisher in den systematischen Versuchsreihen gewonnenen grundlegenden Erkenntnisse zur Lebensdauer zugschwellbelasteter Drahtseile um den Einfluss der Verdrehung zu erweitern.**

Die vorliegende Arbeit untersucht den bisher in keiner wissenschaftlichen Veröffentlichung berücksichtigten Zusammenhang von Zugschwellbelastung mit einer überlagerten Verdrehung des Seiles auf dessen Lebensdauer mittels experimenteller Dauerversuche mit wissenschaftlichen, reproduzierbaren Methoden.

Die Ziele sind im Einzelnen

1. die Erarbeitung einer reproduzierbaren und übertragbaren Datenbasis zur Prognose der Seillebensdauer verdrehter, zugschwellbelasteter Drahtseile zweier ausgewählter Seilkonstruktionen,

⁴ Trommelantrieb – Das Seil wird oberirdisch mehrlagig auf Trommeln aufgespult [59]

⁵ Treibscheibenantrieb mit Unterseil [59]

2. die Gewinnung eines elementaren Grundlagenverständnisses über die gegenseitige Beeinflussung von Zugschwellbelastung und Verdrehung im Drahtseil,
3. die Erarbeitung eines Berechnungsverfahrens zur Prognose der Seillebensdauer verdrehter, zugschwellbelasteter Drahtseile.

1.5 Vorgehensweise

In Kapitel 2 wird der aktuelle Stand der internationalen Seilforschung hinsichtlich der beschriebenen Problematik ausführlich dargelegt.

In Kapitel 3 werden die aus Zugbelastung und Verdrehung resultierenden geometrischen Änderungen, seilspezifische Effekte wie Drahtspannungen und Kerbwirkungen sowie charakteristische Seileigenschaften wie Seilelastizitätsmodule, Drehmomente und Bruchkräfte analytisch dargelegt.

In Kapitel 4 werden die im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen beschrieben. Die Planung, verwendete Prüfeinrichtungen, die systematische Variation der relevanten Versuchsparmeter sowie die Durchführung der einzelnen Versuche werden beschrieben.

Kapitel 5 enthält die Auswertung und Beschreibung der experimentellen Versuchsergebnisse der untersuchten Seilkonstruktionen.

In Kapitel 6 werden die in Kapitel 5 gewonnenen Versuchsergebnisse in einem neuen Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Lebensdauer verdrehter, zugschwellbelasteter Seile gebündelt. Die Ergebnisse des Berechnungsverfahrens werden ausführlich dargelegt. Das entwickelte Berechnungsverfahren wird hinsichtlich seiner Korrelation mit den experimentell gewonnenen Versuchsergebnissen analysiert.

Kapitel 7 beschreibt mikroskopische Untersuchungen, welche einen Beitrag zur Klärung der experimentell ermittelten Versuchsergebnisse leisten.

In Kapitel 8 werden Ergebnisse und Erkenntnisse der Forschungsarbeit zusammenfassend diskutiert.

In Kapitel 9 wird das in Kapitel 6 erarbeitete, neue Berechnungsverfahren dem bekannten Berechnungsverfahren nach Feyrer [28] in einem konkreten Anwendungsfall gegenübergestellt und hinsichtlich der Möglichkeiten und erreichbaren Berechnungsgenauigkeit verglichen.

In Kapitel 10 werden die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Forschungsaktivitäten in Relation zum bisher bestehenden Fachwissen gesetzt.

Die Grenzen der gewonnenen Erkenntnisse werden diskutiert, Ansätze zu weiterführenden Untersuchungen sowie weiterer Forschungsmöglichkeiten werden aufgezeigt.

2 Stand der Forschung

Im Bereich der stehenden Seile konzentrieren sich die Forschungen bisher maßgeblich auf drei unterschiedliche Untersuchungsschwerpunkte, die jedoch bisher weitestgehend unabhängig voneinander betrachtet werden:

- Bestimmung der Lebensdauer zugschwellbelasteter Seile im unverdrehten Zustand (z.B. [7,8,27,28,29,41,48,65,67,74,75]),
- Bestimmung des Seildrehmomentes M als Funktion der Seilzugkraft S für spezifische Seilkonstruktionen (z.B. [5,29,34]),
- Prognose der Lebensdauer zugschwellbelasteter Seile mit einem frei drehbaren Ende und zyklisch korrelierender Verdrehung (sog. „Tension-Torsion-Fatigue“, z.B. in der Offshoretechnik [10,14,62,63,64]).

2.1 Untersuchungen zur Lebensdauer zugschwellbelasteter Drahtseile

Eine über die Zeit variable Zugbelastung eines Seiles wird als „Zugschwellbelastung“ bezeichnet [28,29,41]. Sie kann in idealisierter Form als Superposition eines statischen Zuglastanteils (Mittellast S_m) sowie eines in Zeit und Charakteristik variablen dynamischen Zuglastanteils (Amplitude S_a bzw. „Schwingweite“ $2S_a$) beschrieben werden wie in Abb. 2.1 dargestellt.

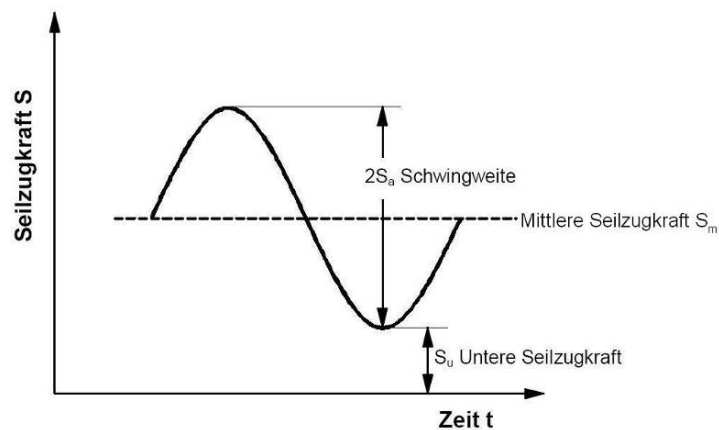


Abb. 2.1: Schematische Darstellung Zugschwellbelastung (vgl. [41])

Ein Belastungsverlauf in Form einer ungedämpften, sinusförmigen Schwingung mit konstanter Amplitude S_a sowie konstanter Frequenz f um eine konstante Mittellast S_m kann als „ideale Zugschwellbelastung“ angesehen werden. Im Realfall treten jedoch in der Regel nichtideale Schwingungsformen auf.

Eine auf das Seil aufgebrachte Zugschwellbelastung des Seiles ruft in dessen Einzeldrähten und Litzen Zug-, Biege-, Torsionsspannungen und Pressungen hervor. Weiterhin tritt an den Berührstellen der Drähte lokal Verschleiß durch Materialabtrag auf. Die mit zunehmender akkumulierter Schwingungszahl N auftretende Materialermüdung führt schließlich zum Bruch des Einzeldrahtes im Seil [28,29,74].

Können im Betrieb des Seiles andere lebensdauerbeeinflussende Faktoren (wie Korrosion, Fertigungs- oder Montagefehler) ausgeschlossen beziehungsweise vernachlässigt werden, so sind die aus der Zugschwellbelastung resultierende Materialermüdung und der Verschleiß als lebensdauerbestimmende Faktoren für das Seil anzusehen.

Bisherige Untersuchungen

Müller begann bereits Ende der 1950er-Jahre mit der Untersuchung der Lebensdauer zugschwellbelasteter 6-litziger Drahtseile (6x7, 6x16, 6x37, 6x61) [48]. Dies waren großteils Seile in der heute nicht mehr gebräuchlichen „Standardmachart“ (konstante Schlagwinkel β_i , variierende Schlaglängen l_i , elliptische Kontaktflächen zwischen Einzeldrähten verschiedener Lagen) [48]. Teilweise verwendete Müller jedoch bereits Seile in „Parallelmachart“ (konstante Schlaglängen l_i , variierende Schlagwinkel β_i , linienförmige Kontaktflächen zwischen Einzeldrähten verschiedener Lagen).

Müller variierte bei seinen Versuchen [48,49,50,51] bei konstanter durchmesserbezogener Unterlast S_u/d^2 die Parameter Seilkonstruktion, Seilennendurchmesser d und durchmesserbezogene Schwingweite $2S_a/d^2$ und erzielte hierbei umfassende Ergebnisse, die Eingang in teilweise heute noch gültige Bemessungsvorschriften fanden.

Müller gewann bei seinen Versuchen folgende grundlegende Erkenntnisse (vgl. auch [41]):

- Seile in Standardmachart weisen eine geringere Lebensdauer auf als Seile in Parallelmachart,
- bei identischen Seilzugkräften S weisen Seile mit Stahleinlage eine höhere Lebensdauer auf als Seile mit Fasereinlage (Müller führt dies bei Seilen mit

Stahleinlage auf niedrigere Einzeldrahtspannungen σ_{ij} auf Grund des größeren tragenden metallischen Querschnitts A_m zurück),

- bei identischen Einzeldrahtspannungen σ_{ij} weisen Seile mit Fasereinlage eine höhere Lebensdauer auf als Seile mit Stahleinlage,
- geschmierte Seile weisen eine höhere Lebensdauer auf als entfettete Seile,
- die Anzahl der Einzeldrähte z hat untergeordnete Bedeutung für die Lebensdauer von Litzenseilen.

Mitte der 1970er-Jahre führte Reemsnyder Zugschwellversuche an offenen Spiralseilen 1x19 durch [60]. Basierend auf seinen Ergebnissen schloss er – anders als Müller – auf eine direkte Korrelation zwischen der Lebensdauer offener Spiralseile und der Anzahl der Einzeldrähte. Demnach nehme anders als bei Litzenseilen (s.o.) die Lebensdauer von Spiralseilen mit der Anzahl der Einzeldrähte stark zu, da die durch den unter Zugbelastung entstehenden Schnürspannung verursachten lokalen Pressungen zwischen den Einzeldrähten bei einer größeren Anzahl an Berührstellen geringer sei.

Metcalf und Matanzo untersuchten den Einfluss unterschiedlicher Seilendverbindungen auf die Lebensdauer 6-litziger Drahtseile und fanden analog zu Müller [50], dass der Einfluss der Seilendverbindung auf die Lebensdauer mit Kunststoffseilvergüssen am geringsten sei [20,46].

In den 1980er-Jahren wurden am britischen „National Engineering Department“ (NEL) umfangreiche Untersuchungen durchgeführt, um den Einfluss von Salzwasserkorrosion auf die Lebensdauer 6-litziger Drahtseile zu bestimmen. Hierzu wurden 40 6x36 WS IWRC⁶ im verzinkten Neuzustand und vorkorrodiert geprüft. Bei den durchgeführten Versuchen wurde kein durchgängig negativer Einfluss von Salzwasserkorrosion auf die Lebensdauer der untersuchten Seile nachgewiesen; die vorkorrodierten Seile wiesen jedoch in den durchgeführten Zugschwellversuchen eine signifikant größere Ergebnisstreuung hinsichtlich der erreichten Schwingspielzahlen auf als die unkorrodierten Seile [52,53].

Ein Jahr später stellten Yeung und Walton in [79] eine neuartige Methode zur Bestimmung der Lebensdauer vor. Sie schlugen vor, die mittlere bezogene Seilzugkraft S_m/d^2 und die bezogene Amplitude S_a/d^2 auf Basis der Goodman-Geraden zu einer „bezogenen äquivalenten Seilzugkraft“ zusammenzufassen.

⁶ Sechslitziges 40 mm-Seil in Warrington-Seale Konstruktion mit unabhängig verseilter Stahleinlage („independent wire rope core“ IWRC)

Bei diesem Verfahren wird der in der Realität auftretende Lastbereich des Seiles in einen äquivalenten Lastbereich transformiert.

Yeung und Walton bedienten sich bei dieser Vorgehensweise verschiedener Annahmen und Vereinfachungen, um die Schädigungsvorgänge, welche die Lebensdauer am stärksten herabsetzen, zu identifizieren. So führten sie hauptsächlich Mehrstufenschwingversuche an Seilen geringen Nenndurchmessers durch und überprüften den Durchmesser Einfluss anhand einzelner Versuche mit Seilen größerer Nenndurchmesser. In [79] sind keine detaillierten Angaben zu den Versuchsbedingungen, unter denen die vorgestellten Versuchsergebnisse gewonnen wurden, angegeben.

Die von Yeung und Walton in [79] vorgestellte Vorgehensweise, die Lebensdauer unter Zugschwellbelastung an Seilen geringen Nenndurchmessers zu prüfen und anschließend auf Seile sehr großer Nenndurchmesser zu extrapolieren, führte nach Ansicht anderer Forschungsstellen jedoch zu eingeschränkt belastbaren Ergebnissen [52,53].

In der Folge der Erkenntnisse von Yeung/Walton führte das NEL ein eigenes Versuchsprogramm mit 108 Einstufen- und Mehrstufenschwingversuchen an Seilen mit Seilnenndurchmessern von 38 mm bis 127 mm durch [54]:

- Das NEL fand in Übereinstimmung mit eigenen früheren Untersuchungen [52,53] und anderen Forschungsstellen heraus, dass ein signifikanter Einfluss des Nenndurchmessers d auf die Lebensdauer existiert [48-51,60].
- Die Seile mit dem größten Nenndurchmesser wiesen die niedrigste Lebensdauer auf [54]. Dieses Ergebnis steht in direktem Gegensatz zu den Erkenntnissen von Yeung und Walton [79].

In der Folge dieser widersprüchlichen Ergebnisse führten Chaplin und Potts Anfang der 1990er-Jahre Zugschwellversuche an verschiedenen Litzenseilen durch und definierten die Versuchsbedingungen mit größtmöglicher Genauigkeit, um die Beeinflussung der Versuchsergebnisse durch die Versuchsbedingungen zu minimieren (Seilendverbindungen, minimale freie Seillänge, maximale Prüffrequenz, Versuchsüberwachung) [12].

Hierbei fanden Chaplin und Potts, dass die Seillebensdauer bei konstanter bezogener Amplitude S_a/d^2 mit kleiner werdender bezogener Mittellast S_m/d^2 abnimmt. Dies korreliert mit den Ergebnissen von Müller [48], Feyrer [28] und Klöpfer [41].

Anschließend bewerteten Chaplin und Potts einen großen Teil der bisher von den unterschiedlichen Forschungsstellen publizierten Versuchsergebnisse. Sie befanden diese als nicht vergleichbar und somit in Relation zu anderen Ergeb-

nissen als nicht oder lediglich partiell verwertbar [12]. Bei der Zusammenführung von Versuchsergebnissen aus verschiedenen Quellen entstünden signifikante Abweichungen in den Ergebnisanalysen, da die Ablegekriterien bei verschiedenen Versuchsprogrammen unterschiedlich definiert wurden, in Folgerer die einzelnen Versuche zu unterschiedlichen Zeitpunkten abgebrochen wurden. Die auf diese Weise künstlich erhöhten Streuungen der Versuchsergebnisse würden die Ergebnisse zusammenführender Analysen unbrauchbar machen.

Zu diesem Zeitpunkt (1993) bestanden laut Chaplin im Bereich der zugschwellbelasteten Seile folgende Wissenslücken und Aufgaben [9]:

- Validierung geeigneter mathematischer Schadensakkumulationsverfahren, um Versuchsergebnisse den real auftretenden Belastungen adäquat zuzuordnen zu können,
- Entwicklung einer zuverlässigen Lebensdauerberechnungsmethode,
- Entwicklung von Auslegungsempfehlungen,
- Ausarbeitung von Empfehlungen zu Inspektion und Ablegereife,
- produktunabhängige Validierung der zu entwickelnden Methoden.

Im Zuge der oben beschriebenen Arbeiten erkannte Chaplin auch, dass Verdrehungen die Lebensdauer zugschwellbelasteter Drahtseile signifikant beeinflussen und dass hier unbedingt experimentelle Versuche zur Quantifizierung notwendig sind [9].

Zur gleichen Zeit gibt Casey in [8] eine logarithmische Lebensdauergleichung an, in der die zu erwartende Schwingungszahl N als Funktion der Seilzugkraft S und seilspezifischer Parameter bestimmt wird, siehe Glg. (2.3). Die entsprechenden Koeffizienten sind in [8] in tabellarischer Form aufgeführt.

$$\lg(N) = a_0 \lg S + y \quad (2.3)$$

Feyrer wertete mit Hilfe des Bemessungsansatzes der „äquivalenten Seilzugkraft“ von Yeung/Walton die Ergebnisse der von ihm selbst am Institut für Fördertechnik und Logistik (IFT) der Universität Stuttgart durchgeführten Zugschwellversuche sowie die Ergebnisse von Müller, Setzer und des NEL aus [28,29,48,53,67,79].

Hierbei fand Feyrer, dass für identische äquivalente Seilzugkräfte S_q die Zugschwellfestigkeiten bei unterschiedlichen unteren bezogenen Seilzugkräften S_u/d^2 um ein Vielfaches variieren. Durch separate Auswertung der beiden Belastungsabschnitte kam er zu dem Schluss, dass die von Yeung/Walton vorgeschlagene Zusammenfassung von S_a und S_m zu S_q unbefriedigende Ergebnisse

liefert und die Vorgehensweisen von Chaplin/Potts sowie Wehking/Klöpfer korrekt seien [12,28,29,74,79].

Feyrer veröffentlicht 1996 eine logarithmische Lebensdauergleichung zur Bestimmung der Lebensdauer von Seilen unter Zugschwellbelastung. Diese basiert auf dem Verfahren der multiplen linearen Regressionsanalyse [68], siehe Glg.(2.4) [28].

Durch die Anwendung von Glg. (2.4) mit seilspezifischen, empirisch ermittelten Regressionskonstanten a_i (ebenfalls [28]) kann die Lebensdauer eines Drahtseils als Funktion der verschiedenen lebensdauerbeeinflussenden Parameter mit guter Genauigkeit prognostiziert werden [28,29,30,31]. Die Einführung der „durchmesserbezogenen Seilzugkraft“ S/d^2 erleichtert die Anwendung der Gleichung, da der Füllfaktor des Seiles nicht bekannt sein muss, wodurch eine direkte Vergleichbarkeit verschiedener Seilkonstruktionen ermöglicht wird [26].

$$\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{2S_a d_0^2}{d^2 S_0} + a_2 \frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} + a_3 \left(\frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} \right)^2 + a_4 \lg \frac{d}{d_0} \quad (2.4)$$

Feyrer gibt in [28] für diese Lebensdauergleichung für die von ihm untersuchten Seilkonstruktionen sämtliche Regressionskoeffizienten sowie die Bestimmtheitsmaße B mit logarithmischem Standardabweichung $\lg s$ an.

Wehking und Klöpfer griffen die von Chaplin in [9] benannten Punkte auf und führten unter Berücksichtigung der zu diesem Zeitpunkt vorliegenden, belastbaren Forschungsergebnisse systematische Zugschwellversuchsreihen an zwei verschiedenen Seilkonstruktionen durch [41,74].

Hierbei variierten Wehking/Klöpfer gezielt die wichtigsten Einflussparameter und untersuchten auch die nicht planmäßig auftretenden Drahtspannungen, deren Existenz und Relevanz für die Seillebensdauer zu diesem Zeitpunkt unter Seilexperten zwar anerkannt, deren Einfluss in den bisherigen Untersuchungen jedoch nicht berücksichtigt wurde.

Wehking/Klöpfer zeigten so erfolgreich auf, dass die in der Industrie verwendeten Bemessungsregeln für stehende Seile [17] lediglich einen Bruchteil der Lebensdauer heute verwendeter Seilkonstruktionen ausschöpfen und eine ökonomisch ineffektive Überdimensionierung erzwingen [74], siehe Abb. 2.2.

Weiterhin verifizierten Wehking/Klöpfer in [41,74] die Erkenntnisse von Müller [48], Feyrer [28] und Chaplin [12], wonach die Lebensdauer bei kleiner bezogener Unterlast S_u/d^2 ein Minimum erreicht. Klöpfer führt dies auf die bei kleiner bezogener Unterlast S_u/d^2 relativ größeren Einzeldrahtspannungsunterschiede zurück („Mittelspannungsempfindlichkeit“, siehe [41]).

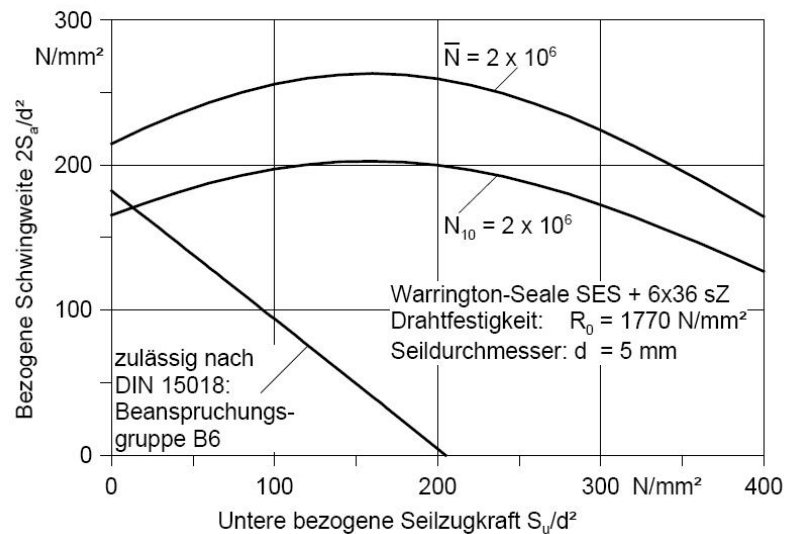


Abb. 2.2: Zulässige bezogene Schwingweite $2S_{a,zul}/d^2$ für WS-Seile nach DIN 15018 [17] und mittlere Lebensdauer N sowie Konfidenzintervall N_{10} [41,74]

Im Rahmen dieser Untersuchungen [41] wertete Klöpfer den Einfluss des Seildurchmessers auf die ertragbare Schwingspielzahl aus und kam hier zu anderen Ergebnissen als Feyrer vor ihm. Dieser wertete alte Zugschwellversuche von Müller [50] aus und kam zu dem Ergebnis, dass eine Verdopplung des Seildurchmessers etwa zu einer Halbierung der zu erwartenden Schwingspielzahl führe [29], Glg. (2.8):

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0,88} \quad (2.5)$$

Klöpfer fand jedoch bei identischer Auswertemethode einen anderen Zusammenhang [41], Glg. (2.6):

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{1,43} \quad (2.6)$$

Ungeachtet der quantitativen Größe des Exponenten k ist demnach davon auszugehen, dass die ertragbare Schwingspielzahl eines Seiles für gleiche Spannungen mit zunehmendem Seildurchmesser abnimmt, Glg. (2.7), $k > 1$:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^k \quad (2.7)$$

2.2 Untersuchungen zu Drehmoment und Höhenspannung

Ein geschlagenes Drahtseil generiert auf Grund seiner helixförmigen Struktur unter Zugbelastung S ein Drehmoment M [29]. Die Bestimmung dieses Drehmomentes in Abhängigkeit der Seilkonstruktion und der Seilzugkraft kann sowohl analytisch über die Seilgeometrie als auch experimentell erfolgen.

Bestimmung des Drehmomentes

Heinrich [37] versuchte das Drehmoment aus der Seilgeometrie abzuleiten. Andere Autoren führten diese Überlegungen entsprechend fort [15,29,40].

Diese analytischen Berechnungsansätze basieren auf der Annahme einer idealen Seilgeometrie. Sie berücksichtigen weder die Querdehnung des Seiles unter Zugbelastung noch die Differenz der Reibungskoeffizienten μ_i zwischen den Drähten beim Übergang von Haft- zu Gleitreibung. Die Reibungsverhältnisse im Seil fanden schon früher Beachtung [24], sie werden unterschieden in „Seitenreibung“ und „Umfangsreibung“ (siehe auch Kap. 3.4).

Aus diesem Grund sind mit der analytischen Methode ausschließlich statische Lastfälle sinnvoll berechenbar, für Zugschwellbelastungen liefert die analytische Methode keine verwertbaren Ergebnisse [29].

Die Bestimmung des tatsächlichen Drehmomentes M eines Seiles erfolgt in der Regel experimentell mittels eines wie in Kap. 4.2.3 beschriebenen Versuchsaufbaus. Das Drehmoment M wird hierbei als Funktion der Zugkraft S gemessen und aufgezeichnet und kann so als Funktion der Seilzugkraft S , des Seilnennendurchmessers d , des Schubmoduls G , des Verdrehwinkels ω sowie der konstruktionsspezifischen Drehmomentkonstanten c_i dargestellt werden, Glg. (2.8):

$$M = c_1 d S + c_2 d^2 S \omega + c_3 G d^4 \omega \quad (2.8)$$

Das Drehmoment M eines Seiles ändert sich bei Beaufschlagung mit einer Zuglast S . Wird ein einlagiges Litzenseil negativ verdreht („aufgedreht“, $\omega < 0$), so verringert sich das resultierende Drehmoment M . Wird das Seil positiv verdreht („zugedreht“, $\omega > 0$), so erhöht sich das resultierende Drehmoment [30], siehe Abb. 2.3:

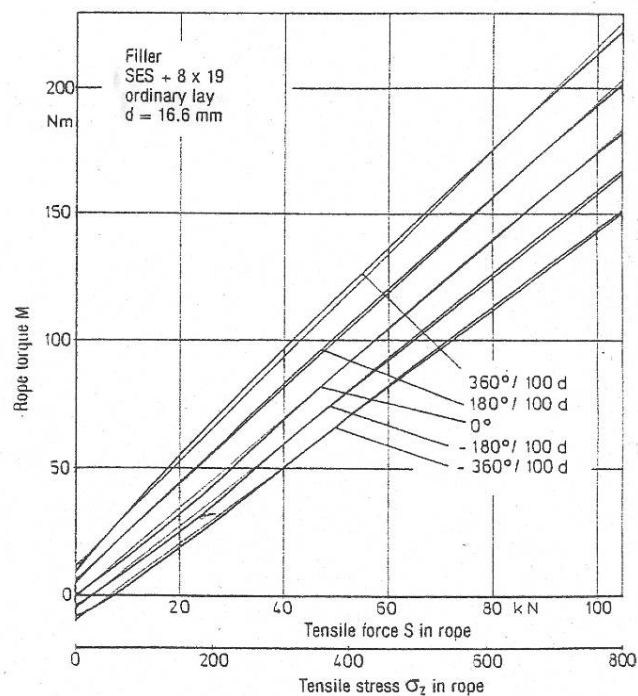


Abb. 2.3: Drehmoment über Zuglast eines Filler-Seiles für verschiedene ω [30]

Änderungen der Zugbelastung S sowie des Verdrehwinkels ω resultieren somit stets in Änderungen des wirkenden Drehmomentes M .

Untersuchung der Höhengspannung

Wird ein Drahtseil über eine Höhendifferenz Δh eingesetzt, so ändert sich die Zugbelastung S über der Höhe h auf Grund des Seileigengewichtes. Am oberen Seilende wirkt durch das Seileigengewicht eine höhere Seilzugkraft als am unteren Seilende. Diese Lastdifferenz wird als „Höhenlast“ [22,23,42] beziehungsweise als „Höhenspannung“ bezeichnet [29], siehe Kap. 1.3 und Kap. 3.7.

Bei Wirkung einer Höhengspannung versucht das Seil einen Zustand einzunehmen, in dem das Drehmoment M über der freien Seillänge L für alle Längenelemente dx konstant (d.h. minimal) wird [29]. Hierbei verdreht sich das Seil entlang seiner Längsachse (wie in Kap. 1.3 kurz und in Kap. 3.7 ausführlich beschrieben).

Oplatka untersuchte in [55] die Auswirkungen von Verdrehung und Höhengspannung an einlagigen Litzenseilen im Seilbahnbereich. Die Ergebnisse seiner Untersuchung sind in Abb. 2.4 dargestellt. Oplatka fand wie bereits Feyrer und Schiffner [30], dass Kreuzschlagseile (durchgehende Linie, „regular lay“) konstruktionsbedingt eine höhere Drehsteifigkeit aufweisen als Gleichschlagseile (gestrichelte Linie, „Lang’s lay“), was bei identischer äußerer Zugbelastung S in

einem geringeren Drehmoment M beziehungsweise bei identischer Zugkraftdifferenz ΔS in einer geringeren Drehmomentdifferenz ΔM resultiert (ebenfalls Abb. 2.4).

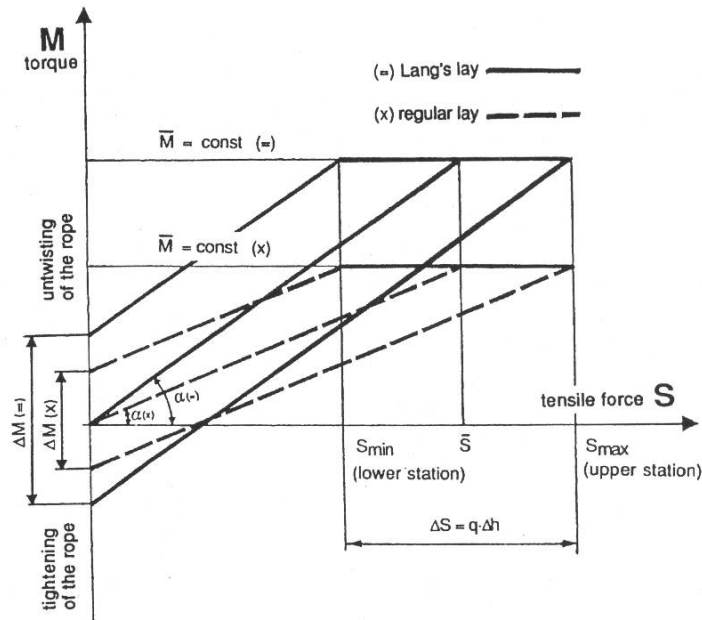


Abb. 2.4: Drehmoment $M(S, \omega)$ von Gleichschlag- und Kreuzschlagseilen [55]

Oplatka befasste sich in [55] jedoch nicht mit den Auswirkungen der Verdrehungen auf die Lebensdauer der Seile. Wie oben bereits gezeigt wurde, treten die von Oplatka in [55] beschriebenen Effekte nicht nur im Seilbahnbereich auf. Vielmehr besitzen sie in anderen Bereichen wie beispielsweise der Offshore-Seiltechnik auf Grund der größeren freien Seillängen sowie der größeren Seildurchmesser sogar eine höhere Relevanz (siehe [10]).

Sind beide Seilendverbindungen gegen Drehung gesichert, so treten auf der freien Seillänge L folgende Effekte auf [44,55,59]:

In der oberen Hälfte der freien Seillänge L

- dreht sich das Seil auf $(-\omega)$,
- Drahtschlagwinkel β_D und Litzenschlagwinkel β_L nehmen ab,
- Litzenschlaglänge l_i und Seilschlaglänge L_i nehmen zu,
- die relative Seillänge je Schlag nimmt zu.

Da beide Seilenden gegen Drehung gesichert sind, treten diese Effekte in der unteren Hälfte der freien Seillänge entsprechend umgekehrt auf:

- Das Seil dreht sich zu $(+\omega)$,
- Drahtschlagwinkel β_D und Litzenschlagwinkel β_L nehmen zu,

- Litzenschlaglänge l_i und Seilschlaglänge L_i nehmen ab,
- die relative Seillänge je Schlag nimmt ab.

Die Verdrehung eines Seiles um dessen Längsachse führt zu einer Veränderung der Seilgeometrie wie oben beschrieben. Diese Veränderung hat eine Lastumverteilung innerhalb des Seilverbundes zur Folge:

In der oberen Hälfte der freien Seillänge L nimmt auf Grund der negativen Verdrehung

- die Längung der Litzen relativ stärker zu als die der Seileinlage,
- die Seileinlage auf Grund der geringeren Längung einen überproportionalen Anteil der Zugbelastung auf. Die Außenlitzen werden entsprechend unterproportional belastet.

In der unteren Hälfte der freien Seillänge L nimmt (bei positiver Verdrehung)

- die Längung der Litzen relativ stärker ab als die der Seileinlage.
- Die Seileinlage einen unter- und die Litzen einen überproportionalen Anteil der Zuglast auf.
- Die Querpressungen an den Berührstellen zwischen Litzen und Seileinlage nehmen zu.
- Die Sperrung nimmt ab, es kann zu Berührungen zwischen Litzen kommen.

Im Falle einer Verdrehung ($\omega \neq 0$) nehmen Stahleinlage und Litzen die Zuglast demnach ungleich verteilt auf. Entsprechend findet sich etwa in der Mitte der freien Seillänge L ein Längeninkrement dx , welches keine Verdrehung erfährt, da sich hier die beschriebenen Effekte gegenseitig aufheben [29]. Wie später noch gezeigt wird, tritt in diesem Bereich gleichzeitig die maximale Drehung des Seiles auf der freien Seillänge auf (Kap. 3.7 und Kap. 9).

Bei zugschwellbelasteten Seilen treten die beschriebenen Effekte entsprechend in dynamischer Form auf ([44,59,64] und Kap. 9).

Malinovsky und Tarnavskaya untersuchten in [44] die Lastumverteilung im Seilverbund als Folge einer Verdrehung des Seiles um dessen Längsachse, Abb. 2.5 links. Als Gegenmaßnahme zur inhomogenen Lastverteilung im Seilverbund schlagen sie den Einsatz von Seilen mit über Höhe variierender Schlaglänge vor, Abb. 2.5 rechts.

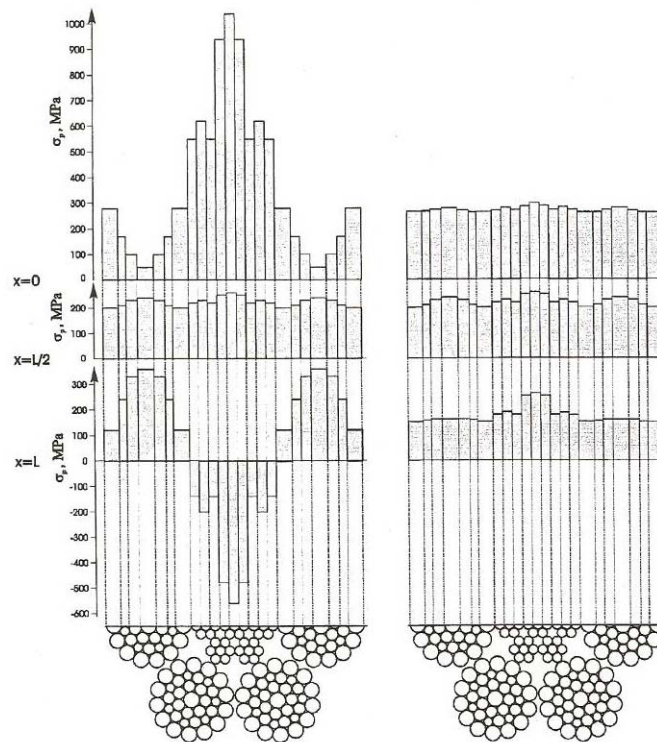


Abb. 2.5: Drahtzugspannungen im Litzenseil über Höhe ohne (l.) und mit (r.) variierender Schlaglänge [44]

2.3 Untersuchungen zu Tension-Torsion-Fatigue

Als „Tension-Torsion-Fatigue“ wird im angelsächsischen Sprachgebrauch der Schädigungsmechanismus der Zugschwellbelastung mit überlagerter, zyklisch korrelierender Verdrehung eines Seiles bezeichnet [10,11,12,62,63,64].

Ist bei einem zugbelasteten, geschlagenen Seil ein Seilende nicht (oder nur partiell) gegen Drehung gesichert, so resultiert aus jeder Zuglaständerung dS eine Drehung $d\phi$ des freien Seilendes um dessen Längsachse sowie eine Verdrehung des Seiles $d\omega$ auf der freien Seillänge.

Die bekanntesten Bereiche, in denen Tension-Torsion-Fatigue auftritt sind die Offshoretechnik und Schachtförderanlagen. In diesen Bereichen werden Seile über große Höhendifferenzen eingesetzt, die im Betrieb Zugschwellbelastungen unterworfen sind. In Schachtförderanlagen sind die Seile (in Abhängigkeit der Antriebsart) beidseitig oder einseitig gegen Verdrehung gesichert [59], im Bereich der Offshoretechnik hängen die Rahmenbedingungen bei Mooring Lines

von deren konstruktivem Aufbau ab (Einkomponenten- oder Mehrkomponenten-Mooring Lines⁷).

Die Untersuchungen und Erkenntnisse über Tension-Torsion-Fatigue sind vergleichsweise neu und basieren hauptsächlich auf der Arbeit einiger weniger Autoren. Dies waren beziehungsweise sind v.a. Chaplin, Rebel, Ridge und Verreet [5,10,14,59,62,63,64,72].

Rebel identifiziert in [59] Seildurchmesser, freie Seillänge, Schlaglänge im Herstellungszustand sowie spezifisches Seilgewicht als die für das Drehverhalten des Seiles im Betrieb relevanten Parameter. Er schließt in seinen Untersuchungen von Veränderungen der Schlaglänge auf weitere geometrische Parameter wie Drehwinkel, Verdrehwinkel, Schlagwinkel, etc. und untersucht das aus Höhenspannung und Belastungszustand resultierende Seildrehmoment für vier unterschiedliche Lastfälle.

Fast zeitgleich mit Rebel [59] identifiziert Chaplin in [10] Ende der 1990er Jahre den Einsatz von Seilen über große Höhendifferenzen als potentielle Problemquelle für in das Seil eingebrachte Verdrehungen und untersucht dieses Thema in den folgenden Jahren ausführlicher [5,14].

In [10] berichtet Chaplin vom Installationsvorgang einer Mehrkomponenten-Mooring-Line, bei dem durch den Einsatz eines nicht drehungsfreien Arbeitsseils zum Anheben der vorinstallierten Grundkette Verdrehungen zuerst in die Kette und anschließend in die Mooring Line eingebracht wurden, was zu einer Reduktion der Seillebensdauer um 95 % (!) führte.⁸

Chaplin versuchte in der Folge der Erkenntnisse aus [10] durch isolierte Ermittlung der Drehmomentkennlinien der einzelnen Komponenten (Drahtseil, Faserseil, Kette) auf die im Betrieb zu erwartenden Wechselwirkungen in der Mehrkomponenten-Mooring-Line zu schließen [5,14]. Die Anzahl der unter Last in das Seil (rück-)übertragenen Drehungen sei demnach von der Drehsteifigkeits-

⁷ Je nach Plattformtyp und Verankerungstiefe werden sowohl Drahtseile (Einkomponenten-Mooring-Lines) als auch Kombinationen von Drahtseilen, Faserseilen und Ketten (Mehrkomponenten-Mooring-Lines) eingesetzt. Für tiefergehendes Verständnis siehe [11] und [14].

⁸ Eine Möglichkeit zur Installation von Drahtseilen großer Länge besteht in der Verwendung kleinerer und leichter Arbeits- bzw. „Einziehseile“ (Seilbahnen, Minen, Offshore). Auf Grund der sich während des Installationsvorganges ändernden Seilzugkraft im Einziehseil durch das angeschlagene, zu installierende Drahtseil können Verdrehungen des Einziehseiles während des Hubvorgangs partiell auf das zu installierende Seil übertragen werden (für weiterführende Informationen siehe [10]).

differenz, der wirkenden Zuglast sowie dem Verhältnis der freien Seillängen der einzelnen Komponenten abhängig.

Die von Chaplin gewonnenen Daten waren jedoch nach dessen eigener Meinung nicht ausreichend, um einen allgemeingültigen Zusammenhang von Zugschwellbelastung mit zyklisch korrelierender Verdrehung zur Seillebensdauer formulieren zu können. Er sah deshalb weitere grundlegende Untersuchungen als notwendig an.

Nach Chaplins Emeritierung an der Universität Reading führte Ridge dessen Arbeiten fort [62,63,64]. Neben dem von Chaplin bekannten Versuchsaufbau mit frei drehbarem Ende führte Ridge in [62] Versuche mit vorgegebenen, phasengleich aufgebrauchten Drehmomenten durch, welche partielle Drehsteifigkeit an einer Endverbindung simulieren sollten, wie sie bei Mehrkomponenten-Mooring Lines auftritt.

Zur Modellierung der Dreheigenschaften der Seile verwendeten sowohl Chaplin als auch Ridge die bereits bekannte Gleichung (2.8) zur Bestimmung des Drehmomentes [10,30,62]. Ridge gibt in [62] Regressionskoeffizienten an, die demnach „mit guter Näherung für 6-litzige Seile identischer Konstruktion mit Seilnennendurchmessern von 12 bis 77 mm Nenndurchmesser verwendet werden“ könnten.

Um die geforderte Biegsamkeit weiterhin gewährleisten zu können verfügen Drahtseile mit Nenndurchmessern größer 77 mm meist über andere Konstruktionen, z.B. eine größere Zahl an Einzeldrähten.⁹ Aus diesem Grund sei diese Korrelation bei Nenndurchmessern größer 77 mm nicht mehr gegeben [63]. In [63] erweitert Ridge die Versuchsergebnisse um Ergebnisse mit Polyesterfaserseilen.

In [64] konstatiert Ridge folgende Erkenntnisse:

- Die Tension-Torsion-Fatigue 6-litziger Seile sei kaum von der Litzenkonstruktion abhängig (Ridge untersuchte 6x19, 6x36, 6x41),
- der beobachtete Schädigungsmechanismus sei systematischer Natur und damit durchmesserunabhängig (!) bis 77 mm,

⁹ Da bei diesen Seildurchmessern die Einzeldrahtdurchmesser zu groß würden, werden diese beispielsweise durch 6+1 kleinere Drähte ersetzt, anstatt die Einzeldrahtdurchmesser weiter zu erhöhen.

- der beobachtete Schädigungsmechanismus sei von bezogener Mittellast S_m/d^2 und bezogener Amplitude S_a/d^2 weitgehend unabhängig,
- die Schädigung des Seiles und folglich dessen Lebensdauer seien somit ausschließlich abhängig vom Grad der zyklischen Verdrehung („cyclic rotation CR“).

Entsprechend gibt Ridge in [64] eine Lebensdauergleichung für Seile mit Tension-Torsion-Fatigue an, bei der die Lebensdauer des Seiles ausschließlich eine Funktion des zyklischen Verdrehwinkels „CR“ ist. Der Verdrehwinkel wird dimensionslos in Form des Faktors CR eingesetzt. Seilzugkraft S, Schwingweite $2S_a$ und Seildurchmesser d bleiben unberücksichtigt, Glg. (2.9):

$$N = 6,42 \cdot 10^9 \cdot CR^{-1,92} \quad (2.9)$$

Im doppellogarithmischen Diagramm ergibt sich somit der in Abb. 2.6 dargestellte Zusammenhang.

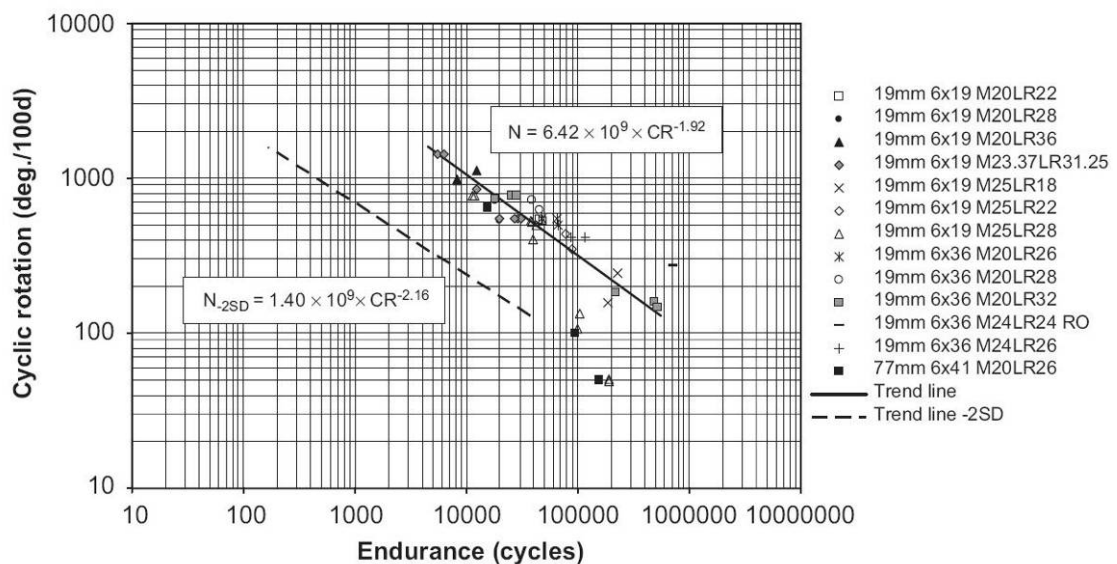


Abb. 2.6: Einfluss von Tension-Torsion-Fatigue auf die Seillebensdauer [64]

2.4 Fazit

Die bisher veröffentlichten wissenschaftlichen Arbeiten, welche die in dieser Forschungsarbeit behandelte Frage der Lebensdauer zugschwellbelasteter Seile im verdrehten Zustand tangieren, untersuchten entweder die Lebensdauer zugschwellbelasteter Seile im unverdrehten Zustand oder die Drehmomentcharakteristik spezifischer Seilkonstruktionen als Funktion der Seilzugkraft. Weiterhin wurde der Spezialfall der Zugschwellbelastung mit zyklisch korrelierender

Verdrehung (Tension-Torsion-Fatigue) von einigen Autoren in jüngerer Vergangenheit exemplarisch untersucht.

Die bisher angewandte experimentelle Untersuchung von Seilen mit isolierten Grundlastfällen im Labor führt zwangsläufig zu einer begrenzten Aussagefähigkeit der Versuchsergebnisse hinsichtlich des realen Einsatzes der Seile [12]. Mit Blick auf die von wissenschaftlicher Seite geforderte Systematik und Reproduzierbarkeit der Versuchsergebnisse ist diese Vorgehensweise jedoch nachvollziehbar.

So spiegelt die Bestimmung der Lebensdauer unverdrehter, zugschwellbelasteter Drahtseile (beispielsweise nach Feyrer [28] und später Klöpfer [41]) einen Idealzustand wider, der nicht ohne Weiteres auf den Realfall übertragen werden darf. Die Vernachlässigung der Höhenspannung macht die vorgestellten Ergebnisse und Berechnungsverfahren für alle Seilanwendungen mit Höhenspannung (Bohrplattformen, Schachtförderanlagen, Krane, Aufzüge, Seilbahnen, etc.) nur eingeschränkt nutzbar.

Die Berücksichtigung der Verdrehung bei der Bestimmung der Lebensdauer zugschwellbelasteter Seile, wie sie bei allen Anwendungsfällen mit Höhenspannung auftritt, wurde bisher nicht systematisch untersucht. Es existieren hierfür bislang keine wissenschaftlich erarbeiteten Kenntnisse oder Berechnungsgrundlagen.

In der Auslegung der entsprechenden Anlagen und Systeme wird diese Wissenslücke bis heute durch die Beaufschlagung mit entsprechenden Sicherheitsfaktoren umgangen. Die Auslegung eines Bauteils auf Basis abgeschätzter Sicherheitsfaktoren führt jedoch zwangsläufig zu suboptimalen Ergebnissen hinsichtlich Dimensionierung, Gewicht und Lebensdauer [74].

Für Wissenschaft und Industrie besteht hier gleichermaßen eine grundlegende Wissenslücke, deren Schließung mit den in der vorliegenden Arbeit enthaltenen Ergebnissen und Erkenntnissen erfolgen soll.

3 Theoretische Betrachtungen

Die Beaufschlagung eines Drahtseiles mit einer äußeren Kraft erzeugt entsprechende Spannungen in den Einzeldrähten. Folglich erzeugt jede Laständerung entsprechende Spannungsänderungen in den Einzeldrähten.

Weiterhin bewirkt die Belastung geometrische Verformungen des Einzeldrahtes, des Drahtverbundes (Litze) sowie des Seilverbundes in Form von Längsdehnung, Querdehnung und einer Kontraktion des Wickelradius [41].

An den Berührstellen zwischen Drähten entstehen hieraus lokale Zusatzspannungen (Pressungen) sowie reibungsbehaftete Relativbewegungen, welche Verschleiß der Drahtoberfläche durch Oberflächenabtrag hervorrufen. Die aus dem verringerten Drahtquerschnitt resultierende Spannungserhöhung kann letztlich zum Bruch des Drahtes und zur Schwächung der Tragkraft des Seiles führen [41].

Die Beschreibung einer eindeutigen, allgemeingültigen Korrelation zwischen aufgebrachter externer Belastung, im Seil auftretenden Spannungen, Relativbewegung und Materialermüdung von Drähten und deren Einfluss auf die Seilebensdauer ist der Wissenschaft bis heute nicht gelungen. Ziegler [80] sieht die Gründe hierfür primär in den zur Berechnung notwendigen Idealisierungen und Annahmen sowie die Komplexität der Seilgeometrie.

Hierfür sind mehrere Ursachen zu nennen:

- Die Geometrie des Bauteils Seil ist auf Grund der helixförmigen bzw. doppelhelixförmigen Struktur mathematisch komplex zu beschreiben.
- Die gängigen Modelle zur Seilanalyse implizieren bisher eine über den Einzeldrahtquerschnitt homogene Spannung. Neuere Forschungen basierend auf Finite-Elemente-Modellen (FEM) haben jedoch gezeigt, dass die Einzeldrahtspannung auf Grund der Kontaktspannungen bereits im statischen Lastfall über den Einzeldrahtquerschnitt inhomogener Natur ist [76].
- Die Lastverteilung zwischen Einzeldrähten und Litzen ist sowohl in radialer als auch in axialer Richtung inhomogen. Diese Inhomogenität rührt aus der Dynamik des Verseilprozesses her und kann dazu führen, dass konstruktiv identische Seile unterschiedliche Lebensdauern aufweisen können [11].

- Bedingt durch die Fertigungstechnik der Einzeldrähte mittels Kaltverformung weisen diese anisotropes Festigkeitsverhalten auf und sind mit Eigenspannungen unbekannter Größe behaftet, deren Bestimmung analytisch bisher nicht zugänglich ist [57].
- Neben den Primärbeanspruchungen treten im Seil Sekundärbeanspruchungen unbekannter Größe auf, die aus den in der Seilfertigung unvermeidlichen Fertigungsungenauigkeiten resultieren. Diese sind bis heute analytisch ebenfalls nicht fassbar [41].

Im Folgenden werden die im Seil aus Zugbelastung und Verdrehung theoretisch resultierenden Zustandsänderungen analytisch beschrieben.

3.1 Drahtraumkurve

Die Raumkurve des einfach ersonnen Drahtes (Spiralseil) bzw. einer Litze entspricht der mathematischen Beschreibung einer Schraubenlinie mit Halbmesser R_L und Ganghöhe L , Abb. 3.1. In Matrixschreibweise ergibt sich ähnlich [39]

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = R_L \cdot \begin{pmatrix} \cos \varphi_L \\ \sin \varphi_L \\ \varphi_L \cot \beta_L \end{pmatrix} \quad (3.1)$$

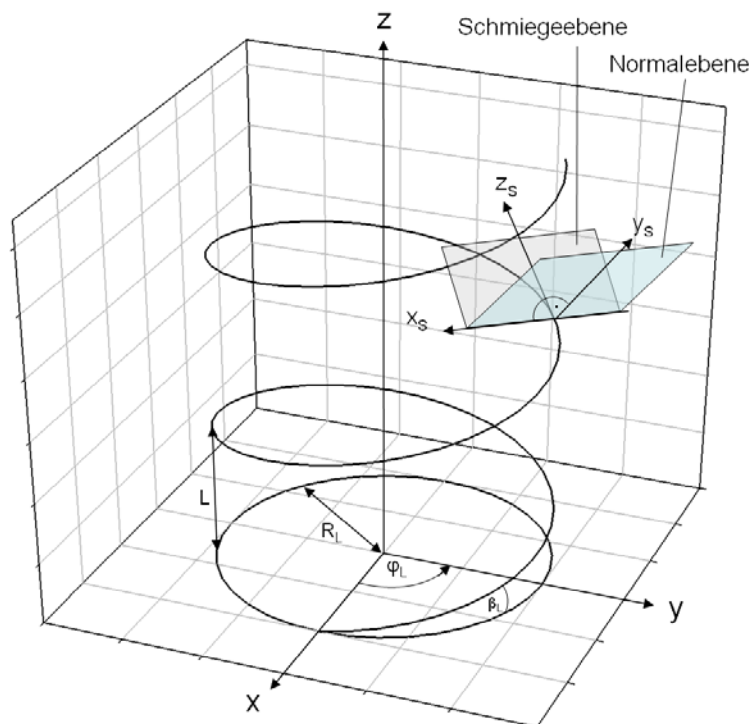


Abb. 3.1: Schraubenlinie des einfach verseilten Drahtes (vgl. [39])

Auf diese Schraublinie kann ein Relativkoordinatensystem (x_s, y_s, z_s) einbeschrieben werden, dessen Ursprung „0“ stets auf der Schraublinie liegt und welches jeden Punkt derselben durchwandert.

Dieses Relativkoordinatensystem wird gemeinhin als „begleitendes Dreibein“ bezeichnet [41,45]. Es besteht aus Hauptnormale (x_s), Binormale (y_s) und Tangente (z_s), die im Raum definiert ist durch die Lage der Tangente z_s an die Schraublinie sowie der Hauptnormalen x_s , welche stets senkrecht zur Hauptachse der Schraublinie z steht.

Die positiven Richtungen der drei Achsen x_s , y_s und z_s sind so bestimmt, dass die Tangente stets in die positive Richtung der Schraublinie und die Hauptnormale stets zu deren konkaver Seite zeigt. Die Binormale ist durch die Forderung nach einem rechtshändigen System definiert [45]. Die durch die Achsen des begleitenden Dreibeins generierten Ebenen werden als „Normalebene“ (x_s/y_s), „Schmiegeebene“ (x_s/z_s) und „rektifizierende Ebene“ (y_s/z_s) bezeichnet, (ebenfalls Abb. 3.1).

Die Koordinaten des Systems (x_s, y_s, z_s) gewinnt man durch Drehung des Ursprungssystems um die z -Achse und anschließende Drehung um die x -Achse. Die Transformationsmatrix hierzu ist ähnlich zu [39]

$$M_T = \begin{pmatrix} -\cos \varphi_L & \sin \varphi_L \cos \beta_L & -\sin \varphi_L \sin \beta_L \\ -\sin \varphi_L & -\cos \varphi_L \cos \beta_L & \cos \varphi_L \sin \beta_L \\ 0 & \sin \beta_L & \cos \beta_L \end{pmatrix} \quad (3.2)$$

Hieraus ergeben sich die Raumkoordinaten jedes beliebigen Punktes P auf der Raumkurve des zweifach verseilten Drahtes in Vektorform zu:

$$x = R_L \cos \varphi_L - R_D (\cos \varphi_L \cos \varphi_D - \sin \varphi_L \sin \varphi_D \cos \beta_L) \quad (3.3)$$

$$y = R_L \sin \varphi_L - R_D (\sin \varphi_L \cos \varphi_D + \cos \varphi_L \sin \varphi_D \cos \beta_L) \quad (3.4)$$

$$z = \frac{R_L \varphi_L}{\tan \beta_L} + R_D \sin \varphi_D \sin \beta_L \quad (3.5)$$

Die Drahtraumkurve des zweifach verseilten Drahtes ergibt sich für Gleichschlag- beziehungsweise Kreuzschlagrichtung je nach Drehrichtung im Relativkoordinatensystem (x_s, y_s, z_s) wie Abb. 3.2 beziehungsweise Abb. 3.3 dargestellt.

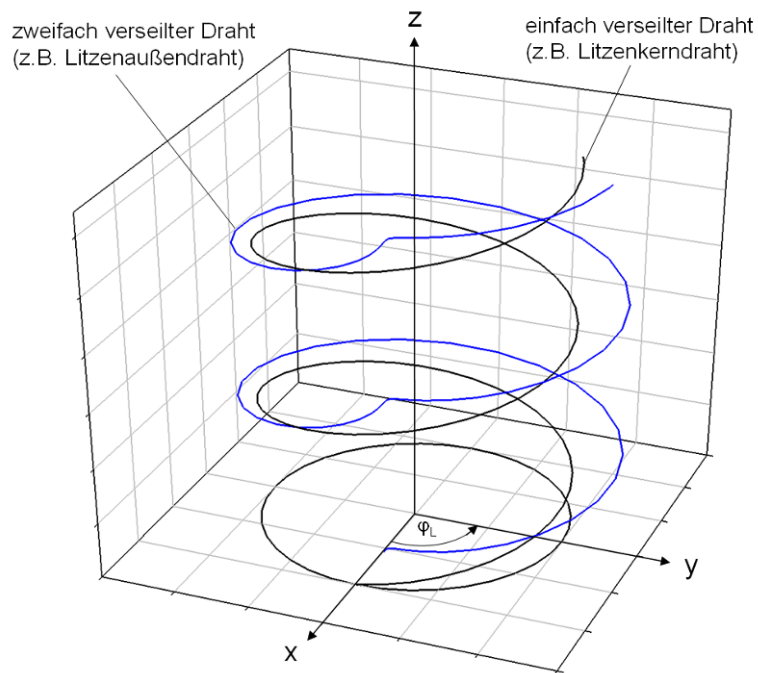


Abb. 3.2: Schraubelinie zweifach verseilter Draht zZ (Gleichschlag rechtsgängig)

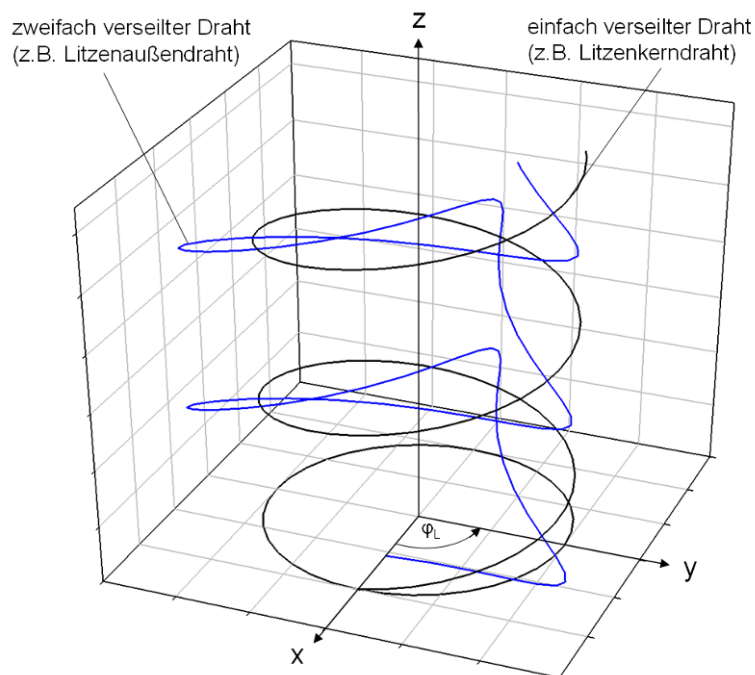


Abb. 3.3: Schraubelinie zweifach verseilter Draht sZ (Kreuzschlag rechtsgängig)

Die Länge eines spezifischen Litzendrahtes steht im geraden, zugbelasteten Seil stets in einem festen Verhältnis zur Litzenschlaglänge. Somit wird das Verhältnis von Litzendrehwinkel φ_L und Drahtdrehwinkel φ_D im geraden Seil als konstant angenommen [39,65]:

$$K = \frac{\varphi_D}{\varphi_L} = \left(\frac{R_L}{R_D} \cdot \frac{\tan \beta_D}{\sin \beta_L} - 1 \right) \quad (\text{Kreuzschlag: } +K, \text{ Gleichschlag: } -K) \quad (3.6)$$

Folglich differieren die Drahtlängen der Litzendrähte je Litzenschlaglänge in Abhängigkeit der Position des jeweiligen Einzeldrahtes in der Litze, Abb. 3.4:

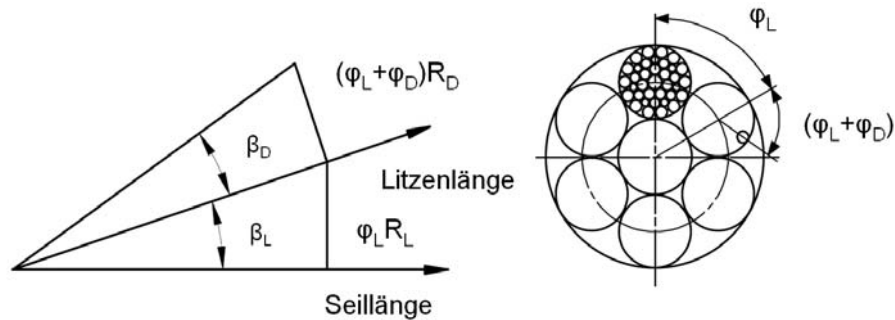


Abb. 3.4: Drahtlänge je Litzenschlaglänge (vgl. [39,41])

Mit Kenntnis der Geometrie der Einzeldrähte im verseilten Zustand sind die (über den Einzeldrahtquerschnitt homogenisierten) Drahtspannungen im zugbelasteten Seil analytisch bestimmbar [65]. Hierbei wird von der

- Krümmungsänderung dp der Drahtraumkurve auf die Biegespannung $\sigma_{BDi,j}$ im Draht i der Lage j und von der
- Windungsänderung dT der Drahtraumkurve auf die Torsionsspannung $\sigma_{TDi,j}$ im Draht i der Lage j

geschlossen.

Krümmung ρ und Windung T sind z.B. in [45] allgemeingültig dargelegt. Sie werden zu

$$\rho_L = \frac{R_L}{\sin^2 \beta_L} \quad (3.7)$$

$$T_L = \frac{\sin \beta_L \cdot \cos \beta_L}{R_L} \quad (3.8)$$

Die Drahtlänge in der geraden Litze bestimmt sich wie in Abb. 3.4 dargestellt für die Seillänge L mit Drahtschlagwinkel β_D als einfache Winkelfunktion zu

$$l_D = \frac{L}{\cos \beta_D} \quad (3.9)$$

und (ebenfalls Abb. 3.4) für die verseilte Litze entsprechend zu

$$l_D = \frac{L}{\cos(\beta_D + \beta_L)} \quad (3.10)$$

Der Drahtschlagwinkel in der unbelasteten Litze $\beta_{D,0}$ wird somit analog zu [65]

$$\beta_{D,0} = \arctan \frac{2\pi \cdot r_0}{l_0} \quad (3.11)$$

und der Litzendrahtwinkel im unbelasteten Seil $\beta_{L,0}$ analog [65] entsprechend zu

$$\beta_{L,0} = \arctan \frac{2\pi \cdot R_0}{L_0} \quad (3.12)$$

Mit den dargelegten Grundlagen sind die Raumkurven des einfach und zwei-fach verseilten Drahtes mathematisch eindeutig definiert.

3.2 Seilgeometrie im unverdrehten Seil

3.2.1 Schlagwinkel und Schlaglängen

Unter Zugbelastung ändert sich die Geometrie des Seiles gegenüber dem unbelasteten Zustand („0“) nach [65] wie folgt:

- Drahtschlagwinkel β_D und Litzenschlagwinkel β_L verringern sich,
- Drahtwickelradius R_D und Litzenwickelradius R_L verringern sich,
- Litzenschlaglänge l und Schlaglänge L nehmen zu.

Mit Kenntnis der geometrischen Größen Drahtdehnung ε_{Dj} , Litzendehnung ε_{Li} und Seildehnung ε_S sowie Drahtquerkontraktion ε_{qD} und Litzenquerkontraktion ε_{qL} wird die Geometrie des Seiles unter Zugbelastung in [65] beschrieben wie folgt:

$$l = l_0 \cdot (1 + \varepsilon_L) \quad \text{Litzenlänge} \quad (3.13)$$

$$L = L_0 \cdot (1 + \varepsilon_S) \quad \text{Seillänge} \quad (3.14)$$

$$R_D = R_{D0} \cdot (1 - \varepsilon_{qD}) \quad \text{Wickelradius Drahtlage} \quad (3.15)$$

$$R_L = R_{L0} \cdot (1 - \varepsilon_{qL}) \quad \text{Wickelradius Litze} \quad (3.16)$$

$$\beta_D = \arctan \frac{2\pi R_{D0}}{l_0} \cdot \frac{1 - \varepsilon_{qD}}{1 + \varepsilon_l} \quad \text{Drahtschlaglänge} \quad (3.17)$$

$$\beta_L = \arctan \frac{2\pi R_{L0}}{L_0} \cdot \frac{1 - \varepsilon_{qL}}{1 + \varepsilon_S} \quad \text{Litzenschlaglänge} \quad (3.18)$$

3.2.2 Drahtdehnung

Die Dehnung ε_{Dij} des Einzeldrahtes i der Lage j ergibt sich für den elastischen Bereich direkt aus dem Hooke'schen Gesetz [29] mit

$$\varepsilon = \frac{\Delta l_i}{l_i} = \frac{F_i}{E_i A_i} \quad (3.19)$$

Hierbei ist die Änderung des Umfangs des Teilkreises in Folge der Längsdehnung Δu_i wie in Abb. 3.5 dargestellt zu berücksichtigen:

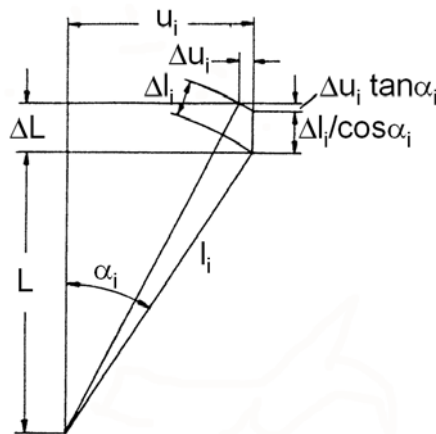


Abb. 3.5: Längung eines Litzendrahtes der Länge l_i (vgl. [29])

Die Dehnung des Einzeldrahtes i der Lage j ergibt sich mit Hilfe von Glg. (3.19) und Abb. 3.5 analog zu [29] zu

$$\varepsilon_{Dij} = \frac{\Delta l_i}{l_i} = \frac{\Delta L \cos \beta_{Di} - \Delta u_i \sin \beta_{Di}}{\frac{L}{\cos \beta_{Di}}} \quad (3.20)$$

3.2.3 Litzendehnung

Die aus einer aufgetragenen Zugbelastung S resultierende Litzendehnung ε_L setzt sich zusammen aus den beiden Komponenten der Drahtdehnung [41]. Dies sind die Drahtlängsdehnung ε_{iD} und der Drahtquerkontraktion ε_{qD} .

Der Anteil der Litzendehnung ε_{LID} aus der Drahtlängsdehnung ε_{iD} bestimmt sich analog zu [41] zu

$$\varepsilon_{LID} = \frac{\varepsilon_{iDij}}{\cos^2 \beta_{D0}} \quad (3.21)$$

Der Anteil der Litzendehnung ε_{LqD} aus der Drahtquerkontraktion ε_{qD} bestimmt sich analog [41] entsprechend zu

$$\varepsilon_{LqD} = \varepsilon_{qD} \tan^2 \beta_{D0} \quad (3.22)$$

An den Berührstellen von Drähten unterschiedlicher Drahtlagen treten lokale, die Fließgrenze des Materials überschreitende Druckspannungszonen auf. Diese führen zu lokalen Abplattungen und damit einhergehenden Drahtquerdehnungen [1].

Klöpfer findet in [41], dass lediglich 2% der Litzendehnung ε_L aus der Drahtquerkontraktion ε_{qD} resultieren und auch somit bei Vernachlässigung des Anteils ε_{LqD} Ergebnisse mit guter Genauigkeit erzielbar seien. Die Litzendehnung ε_L für die Litzenlage i findet sich somit bei Vernachlässigung des Anteils aus der Drahtquerkontraktion ε_{LqD} zu

$$\varepsilon_{Li} = \frac{S}{E} \cdot \frac{\cos^2 \beta_{Li}}{\sum_{k=0}^{n_{Li}} \left(\sum_{k=0}^{n_{Dij}} z_{Dij} A_{Dij} \cos^3 \beta_{Dij} \right) z_i \cos^3 \beta_{Li}} \quad (3.23)$$

3.2.4 Seildehnung

Die Bestimmung der Seildehnung ε_S erfolgt analog zur Bestimmung der Litzendehnung ε_{Li} . Sie resultiert ebenfalls aus einer Längs- und einer Querkomponente.

Der Anteil der Seildehnung ε_S , welcher aus der Wickelradiuskontraktion der Litze ε_{qL} resultiert, ist jedoch im Gegensatz zur Bestimmung der Litzendehnung signifikant und entsprechend zu berücksichtigen.

Als Seilquerkontraktion ε_{qS} wird die Durchmesserabnahme des Seilistdurchmessers Δd_{ist} infolge der Aufbringung einer externen Zugbelastung S in Relation zum Seilistdurchmesser im unbelasteten Zustand d_{ist0} verstanden:

$$\varepsilon_{qS} = \frac{\Delta d_{ist}}{d_{ist0}} = \frac{d_{ist,S} - d_{ist0}}{d_{ist0}} \quad (3.24)$$

Die Seilquerkontraktion ε_{qS} bewirkt also bei Belastung eine Abnahme des tatsächlichen Seildurchmessers Δd_{ist} .

Diese Durchmesserabnahme rührt jedoch nicht allein aus der Wickelradiuskontraktion der Litzen allein her. An dieser Stelle muss die Querkontraktion der Litze (welche sich aus den Komponenten Drahtwickelradiuskontraktion Drahtquerkontraktion zusammensetzt), berücksichtigt werden.

Die Seilquerkontraktion ε_{qS} ist nach Klöpfer [41] folglich als Resultat

- der Summe der Querkontraktionen der Einzeldrähte $\sum v \varepsilon_z \delta_j$,

- der Wickelradiuskontraktion der Einzeldrähte ε_{qD} sowie
- der Wickelradiuskontraktion der Litze ε_{qL}

zu betrachten.

Bezogen auf den Seilquerschnitt ergibt sich die Seilquerkontraktion ε_{qS} somit nach Umformung von Klöpfer [41] zu

$$\varepsilon_{qS} = \frac{1}{d_0} \left(2R_0 \varepsilon_{qL} + 2r_0 \varepsilon_{qD} + \sum_0^n v \varepsilon_Z \delta_j \right) \quad (3.25)$$

Die Seildehnung ε_S findet sich so als Funktion von Litzendehnung ε_L und Litzengeradkontraktion ε_{qL} (ebenfalls nach Umformung von Klöpfer [41]) zu

$$\varepsilon_S = \frac{\varepsilon_L}{\cos^2 \beta_{D0} \cos^2 \beta_{L0}} + \varepsilon_{qL} \tan^2 \beta_{L0} \quad (3.26)$$

Die Seildehnung ε_S kann über den Seilelastizitätsmodul E_S sowie die wirkende Seilzugkraft S gewonnen werden wie folgt:

$$\varepsilon_S = \frac{\sigma_S}{E_S} = \frac{S}{AE_S} \quad (3.27)$$

Hierbei bestimmt sich die Seilzugkraft S analog [41] zu

$$S = \frac{\Delta L}{L} \sum_{i=0}^{n_L} \frac{z_i \cos^3 \beta_i}{1 + v_i \sin^2 \beta_i} E_i A_i \quad (3.28)$$

und der Seilelastizitätsmodul E_S analog [41] entsprechend zu

$$E_S = \frac{E_i}{A_m} \sum_{i=0}^n \frac{z_i \cos^3 \beta_i}{1 + v \sin^2 \beta_i} A_i \quad (3.29)$$

Die Seildehnung ε_S setzt sich demnach aus folgenden Komponenten zusammen:

- Längsdehnung der Litze,
- Längsdehnung der Drähte in der Litze,
- Querkontraktion der Drähte in der Litze (vernachlässigbar, s.o.),
- Wickelradiuskontraktion der Litze.

In experimentellen Untersuchungen ist bei kleinen Seilzugkräften S regelmäßig eine progressive Zunahme der Seildehnung ε_S zu beobachten. Bei mittleren Seilzugkräften S ist regelmäßig ein näherungsweise linearer Dehnungsverlauf festzustellen [29,41].

Die hier dargestellte Vorgehensweise zur Bestimmung der geometrischen Kenngrößen wurde von Klöpfer durch experimentelle Überprüfung verifiziert, [41] S. 50 f. Auf sie wird an dieser Stelle nicht näher eingegangen.

3.2.5 Sperrung

Wie gezeigt wurde, resultiert die Beaufschlagung des Seiles mit einer Zugbelastung in einer Wickelradiuskontraktion der Litzen. Die Litzen „stützen“ sich also bei Zugbelastung auf der Seileinlage ab, wobei die Litzenaußendrähte und die Außendrähte der Seileinlage als Folge dieses „Schnürdruckes“ in den Kontaktzonen lokal Druck gegeneinander ausüben.

Litzenseile weisen zwischen Drähten einer Drahtlage bzw. Litzen einer Litzenlage normalerweise einen kleinen Spalt auf. Dieser wird als „Sperrung“ bezeichnet [39]. Bei „positiver Sperrung“ besteht kein Kontakt zwischen Außendrähten benachbarter Litzen. Eine „negative Sperrung“ wäre gleichbedeutend mit dem Eindringen zweier benachbarter Drähte ineinander.

Wie oben gezeigt wurde, verringert sich der Seilistdurchmesser d_{ist} bei Aufbringung einer Zugbelastung. Weiterhin nimmt der Seilistdurchmesser d_{ist} durch Setzvorgänge, lokale plastische Verformungen und plastische Dehnung über der Lebensdauer ab [41].

Nimmt man in erster Näherung den Litzendurchmesser d_L als konstant über der Lebensdauer an, so resultiert aus der Verringerung des Seilistdurchmessers d_{ist} eine Verringerung der Sperrung über der Lebensdauer von s_{LQ0} auf s_{LQ1} (vgl. [39]). Diese Verringerung der Sperrung ist in Abb. 3.6 dargestellt.

Briem hat in [6] nachgewiesen, dass eine zu geringe Sperrung zwischen benachbarten Litzen einer Litzenlage zu einer Verringerung der Seillebensdauer führt.

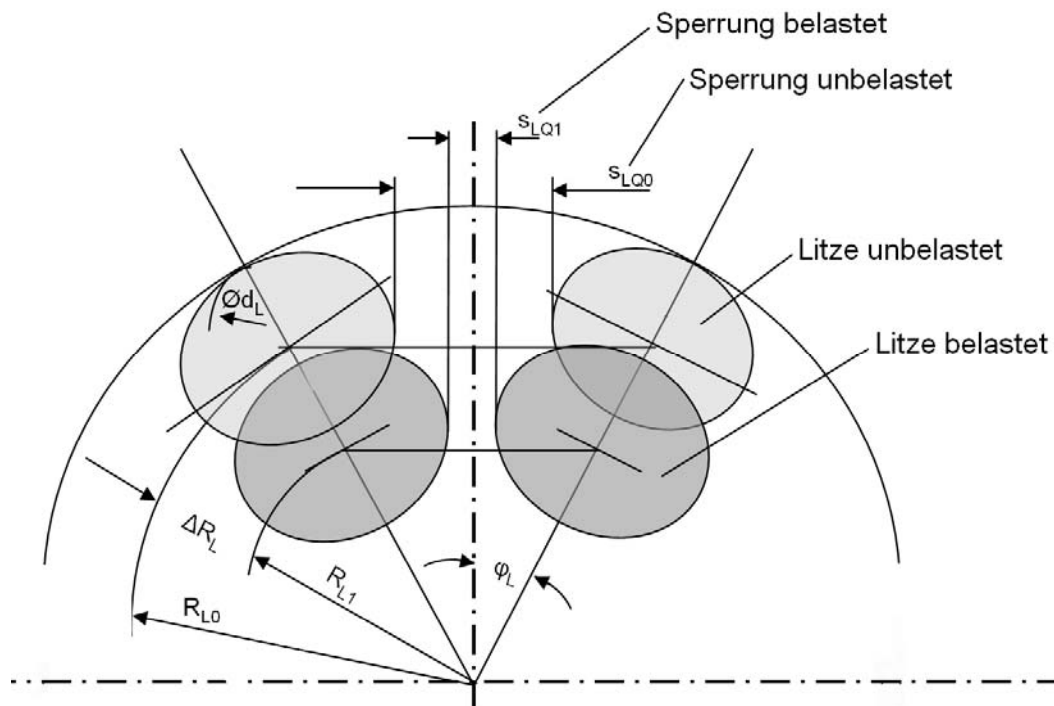


Abb. 3.6: Änderung der Sperrung zwischen Litzen bei Abnahme des Seildurchmessers

3.3 Seilgeometrie bei verdrehtem Seil

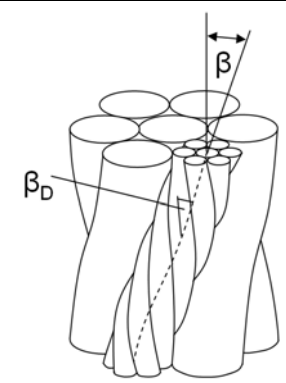
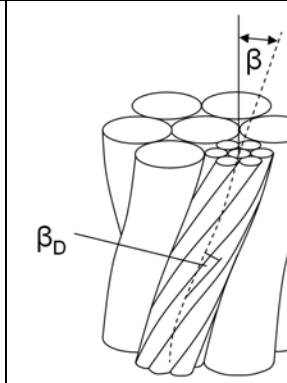
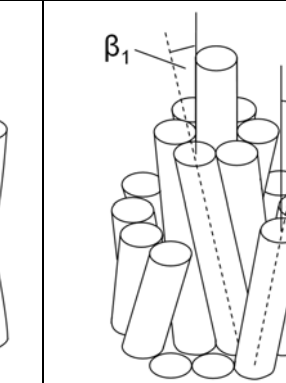
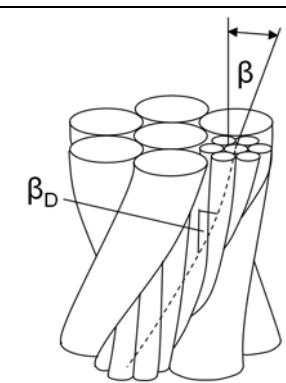
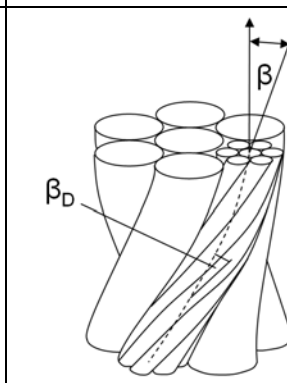
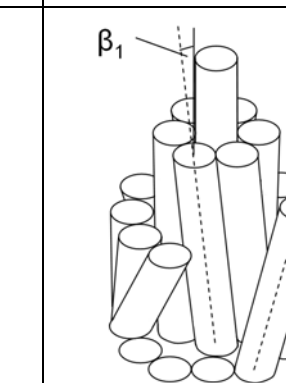
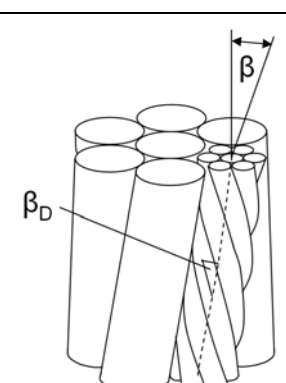
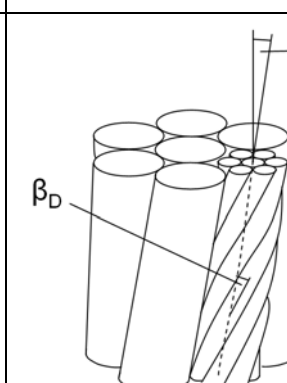
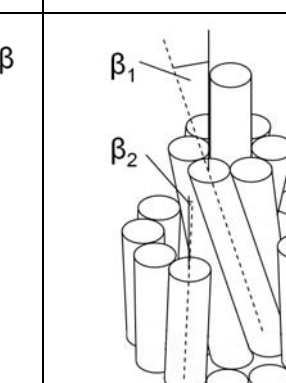
Wird ein geschlagenes Seil um seine Längsachse verdreht, so ändern sich Schlagwinkel und Schlaglängen wie folgt (bereits in Kap. 2.2 kurz dargelegt):

- Wird ein Litzenseil negativ verdreht („aufgedreht“), so verkleinert sich der (Litzen-)Schlagwinkel β und die (Litzen-)Schlaglänge l vergrößert sich.
- Wird ein Litzenseil positiv verdreht („zugedreht“), so vergrößert sich der (Litzen-)Schlagwinkel β und die (Litzen-)Schlaglänge l verkleinert sich.

Die Änderung der Drahtschlagwinkel β_{Di} und der Drahtlängen l_D ist hierbei von der Schlagrichtung der Litzen (Kreuzschlag oder Gleichschlag) abhängig:

- Bei Gleichschlagkonstruktionen (sS und zZ) summieren sich die Änderungen der Drahtschlagwinkel β_{Di} und der Drahtlängen l_D zu den Änderungen des Schlagwinkels β und der Schlaglänge l hinzu.
- Bei Kreuzschlagkonstruktionen (sZ und zS) sind die Änderungen der Drahtschlagwinkel β_{Di} und der Drahtlängen l_D von den Änderungen des Schlagwinkels β und der Schlaglänge l zu subtrahieren.

Die beschriebenen Zusammenhänge sind in Tab. 3.1 schematisch dargestellt:

	Litzenseil		Spiralseil
ω	Kreuzschlag sZ	Gleichschlag zZ	zweilagig 1x19 SZ
$\omega = 0$ (unverdreh)			
$\omega > 0$ (zugesdreh)			
$\omega < 0$ (aufgedreh)			

Tab. 3.1: Seilgeometrie bei Verdrehung

Bei Spiralseilen (hier: zweilagiges Spiralseil 1x19 SZ) ändern sich die Schlagwinkel β und die Schlaglängen bei unterschiedlichen Schlagrichtungen jeweils entgegengesetzt. Wird ein zweilagiges Spiralseil in der zweiten Drahtlage negativ verdreht („aufgedreht“), so

- verkleinert sich der Schlagwinkel β der zweiten Drahtlage
- vergrößert sich die Schlaglänge l der zweiten Drahtlage

- vergrößert sich der Schlagwinkel β der ersten Drahtlage
- verkleinert sich die Schlaglänge l der ersten Drahtlage

positiv verdreht („zugedreht“), so

- vergrößert sich der Schlagwinkel β der zweiten Drahtlage
- verkleinert sich die Schlaglänge l der zweiten Drahtlage
- verkleinert sich der Schlagwinkel β der ersten Drahtlage
- vergrößert sich die Schlaglänge l der ersten Drahtlage

Die beschriebenen Zusammenhänge sind ebenfalls in Tab. 3.1 schematisch dargestellt, vgl. die entsprechenden Abbildungen.

3.3.1 Schlagwinkel und Schlaglängen

Unter Annahme einer konstanten Litzenschlaglänge l und eines konstanten Litzewickelradius R_L findet Feyrer die Änderung der Länge eines Seilstückes der Länge L_S um den Betrag L_D als Folge der Verdrehung ω als Funktion der Kreisbogenlänge der Litzewindung mit den folgenden Beziehungen (vgl. [29]):

$$L_S + L_D = \sqrt{L_L^2 - R_L^2(\varphi - \Delta\varphi)^2} \quad (3.30)$$

Mit dem Litzenschlagwinkel β_L

$$L_S + L_D = \sqrt{\frac{L_L^2}{\cos^2\beta_L} - L_L^2 \tan^2\beta_L + 2R_L L_L^2 \omega \tan\beta_L - R_L^2 \omega^2 L_L^2 - L} \quad (3.31)$$

Der Litzenschlagwinkel β_L ändert sich bei Verdrehung um ω zu β_L' . Dann wird aus

$$\tan\beta_L' = \frac{L_L \tan\beta_L - R_L \omega}{L_L + \Delta L_D} \quad (3.32)$$

durch Umformung

$$\beta_L' = \arctan \frac{\tan\beta_L - R_L \omega}{1 + \varepsilon_D} \quad (3.33)$$

Die Länge des verdrehten Seilstückes L_S' wird entsprechend zu

$$L_S' = L_S \frac{\tan\beta_L}{\tan\beta_L'} \quad (3.34)$$

Der Litzenverdrehwinkel ω_j für die j-te Litzenlage eines um ω tordierten Seiles ist

$$\omega_j = \pm \omega \cos \beta_{Lj} \quad (3.35)$$

Der Drahtverdrehwinkel ω_{ij} eines Drahtes i in der Litzenlage j eines um ω tordierten Seiles analog

$$\omega_{ij} = \pm \omega \cos \beta_{Dij} \cos \beta_{Lj} \quad (3.36)$$

3.3.2 Längenänderung durch Verdrehung

Aus der Verdrehung des Seiles und damit verbundenen Änderungen von Draht- und Litzenschlaglängen l_{Dj} und l_j resultiert abhängig vom Verdrehwinkel ω und dem Seilinkrement dx die Längenänderung durch Verdrehung ΔL_ω (vgl. [29]):

$$\Delta L_\omega = \int_0^L \varepsilon_D dx = \int_0^L (\sqrt{1 - 2R_L \omega \tan \beta_L - R_L^2 \omega^2} - 1) dx \quad (3.37)$$

Bei Kenntnis der konstruktionsspezifischen Drehmomentkonstanten c_i sowie der relevanten Rahmenparameter (Seildurchmesser d , Nutzlast S_0 , Seilmasse m , Schubmodul G) kann die Längenänderung durch Verdrehung ΔL_ω wie folgt direkt numerisch bestimmt werden (vgl. Feyrer [29], S.124):

$$\Delta L_\omega = \int_0^L \left(\sqrt{1 - \frac{(M - c_1 d(S_0 + mgx)) 2R_L \tan \beta_L}{c_2 d^2(S_0 + mgx) + c_3 G d^4} - R_L^2 \left(\frac{M - c_1 d(S_0 + mgx)}{c_2 d^2(S_0 + mgx) + c_3 G d^4} \right)^2} - 1 \right) dx \quad (3.38)$$

3.4 Einzeldrahtspannungen

Eine Beaufschlagung des Seiles mit einer externen Zugbelastung resultiert in Spannungen in den Einzeldrähten. Diese werden unterschieden in Primärspannungen und Sekundärspannungen [41].

Als Primärspannungen werden bezeichnet:

- Zugspannungen durch die Zugbelastung des Seiles,
- Zug-, Druck- und Schubspannungen durch Querpressung an Berührstellen zwischen Litzenaußendrähten und Außendrähten der Seileinlage sowie zwischen Drähten verschiedener Drahtlagen,
- Schubspannungen, welche durch das aus der Zugbelastung resultierende Drehmoment als Folge der helixförmigen bzw. doppelhelixförmigen Struktur entstehen.

Als Sekundärspannungen werden bezeichnet:

- Zug- und Schubspannungen, die infolge von Reibung entstehen, da die Einzeldrähte nur reibungsbehaftet gegeneinander verschieblich sind. Hier ist weiters zu differenzieren in „Seitenreibung“ und „Umfangsreibung“, siehe Kap. 3.4.5 [24],
- lokale Biegespannungen, die aus punktförmiger Auflage des Drahtes auf zwei benachbarten Drähten der darunterliegenden Drahtlage resultieren.

Im Folgenden werden diese Spannungen im Einzelnen näher betrachtet.

3.4.1 Drahtzugspannung

Die am Einzeldraht der Drahtlage i wirkende Drahtkraft F_i kann unter Vernachlässigung der sehr kleinen Querkraft Q_i mit guter Genauigkeit aufgeteilt werden in Umfangskraft U_i und Zugkraft S_i , Abb. 3.7:

$$S_i = F_i \cos \beta_D \quad (3.39)$$

$$U_i = F_i \sin \beta_D \quad (3.40)$$

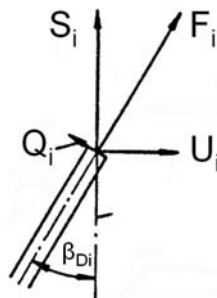


Abb. 3.7: Zugspannungskomponenten am Einzeldraht (ähnlich [29])

Die Einzeldrahtzugspannung ergibt sich mit Drahtlänge L_i und Drahtlängung Δl_i (Abb. 3.5) zu

$$\sigma_i = \frac{\Delta l_i}{L_i} E_i \quad (3.41)$$

Feyrer bestimmt die Längung des Drahtes aus der Änderung des Teilkreisdurchmessers Δu_i (vgl. [29]):

$$\Delta u_i = \frac{\Delta l_i}{L_i} v_i l_i \sin \beta_{Di} \quad (3.42)$$

$$\Delta l_i = (\Delta L - \Delta u_i \tan \alpha_i) \cos \beta_{Di} \quad (3.43)$$

Die Einzeldrahtzugkraft S_{zij} findet man als Teilkraft der Litzenzugkraft S_L (= der Summe aller Einzeldrahtzugkräfte)

$$S_L = \frac{\Delta L}{L} \sum_{i=0}^n \left(\frac{z_i \cos^3 \beta_{Di}}{1 + \nu_i \sin^2 \beta_{Di}} E_i A_i \right) \quad (3.44)$$

zu

$$S_{zk} = \frac{\frac{\cos^2 \beta_{Dk}}{1 + \nu_k \sin^2 \beta_{Dk}} E_k A_k}{\sum_{i=0}^n \left(\frac{z_i \cos^3 \beta_{Di}}{1 + \nu_i \sin^2 \beta_{Di}} E_i A_i \right)} S_L \quad (3.45)$$

und die Einzeldrahtzugspannung σ_{zk} mittels Division durch A_k zu

$$\sigma_{zk} = \frac{\frac{\cos^2 \beta_{Dk}}{1 + \nu_k \sin^2 \beta_{Dk}} E_k}{\sum_{i=0}^n \left(\frac{z_i \cos^3 \beta_{Di}}{1 + \nu_i \sin^2 \beta_{Di}} E_i A_i \right)} S_L \quad (3.46)$$

3.4.2 Drahtbiegespannung

Aus der Raumkurve des Einzeldrahtes (siehe Kap. 3.1) in der geraden Litze ergeben sich Drahtwickelradius R_D und Drahtschlagwinkel β_D im belasteten Zustand zu (vgl. [29]):

$$R_D = R_{D0} \left(1 - \nu \frac{\sigma_{zi}}{E} \right) \quad (3.47)$$

$$\sin \beta_D = \sin \beta_{D0} \frac{1 - \nu \frac{\sigma_{zi}}{E}}{1 + \frac{\sigma_{zi}}{E}} \quad (3.48)$$

Die aus der Geometrieänderung der Drahtwendel unter Zugbelastung resultierende Drahtbiegespannung σ_{bD} wird somit (ähnlich [29]) zu

$$\sigma_{bD} = \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_0} \right) \frac{\delta}{2} E \quad (3.49)$$

$$\sigma_{bD} = \left(\frac{\sin^2 \beta_D}{R_D} - \frac{\sin^2 \beta_{D0}}{R_{D0}} \right) \frac{\delta}{2} E \quad (3.50)$$

3.4.3 Drahttorsionsspannung

Die Drahttorsionsspannung τ_{tD} ergibt sich analog zur Vorgehensweise zur Bestimmung der Drahtbiegespannung σ_{bD} , siehe Glg. (3.49) und (3.50), (vgl. [29]):

$$\tau_{tD} = (T - T_0) \frac{\delta}{2} G \quad (3.51)$$

$$\tau_{tD} = \left(\frac{\sin \beta_D \cos \beta_D}{R_{D0}} - \frac{\sin \beta_{D0} \cos \beta_{D0}}{R_{D0}} \right) \frac{\delta}{2} G \quad (3.52)$$

3.4.4 Drahtschnürspannung

Die Drahtschnürspannung ist in Analogie zu [41]

$$\rho_i = \frac{F_i}{\rho_i} = \frac{F_i \sin \beta_{Di}}{R_{Di}} \quad (3.53)$$

3.4.5 Sekundäre Drahtspannungen

Die Existenz sekundärer Drahtzug- und Biegespannungen, die auf Grund reibungsbehafteter Relativbewegung zwischen Einzeldrähten entstehen, ist schon lange bekannt [24]. Sie werden am Einzeldraht unterschieden in „Seitenreibung“ und „Umfangsreibung“ und können beschrieben werden mit den Gesetzen von Coulomb bzw. Euler-Eytelwein [45]:

$$R_1 = S_1 \mu_1 \quad \text{Seitenreibung} \quad (3.54)$$

$$R_2 = S_2 (e^{\mu_2 \alpha} - 1) \quad \text{Umschlingungsreibung} \quad (3.55)$$

An der Drahtoberfläche wirken am verseilten Draht somit folgende Spannungen:

- Druckspannungen aus der Drahtherstellung durch mehrfaches Kaltverformen während des Drahtziehprozesses,
- Torsionsspannungen aus der Verseilung („Rückdrehung“),
- Lokale Druckspannungen im Bereich der Kontaktzonen.

Verfügt der Litzenaußendraht auf der Litzeninnenseite über linienförmige Berührflächen zu den Drähten der inneren Lage und auf der Litzenaußenseite im Bereich zur Stahleinlage über elliptische Berührflächen, so nimmt der Litzenaußendraht über diese elliptische Berührfläche die aus dem Schnürdruck entstehende Radialdrucklast des gesamten Litzeninkrementes auf.

Wehking und Klöpfer identifizieren in [74] sowie [41] in analytischen Überlegungen unplanmäßige Zug- und Biegespannungsanteile und führen systematisch und unter Berücksichtigung aller vor ihnen durchgeführten Zugschwellversuche Versuchsreihen an zwei repräsentativen Seilkonstruktionen durch. Die sekundären Drahtspannungen entstehen aus Parameterschwankungen im Verseilprozess. Sie sind analytisch nicht zugänglich und können auch bei vorliegenden experimentellen Versuchsergebnissen mathematisch nicht extrahiert werden.

Auf die ausführliche Darstellung wird an dieser Stelle verzichtet und auf die Dissertation von Klöpfer [41] verwiesen.

3.5 Kerbwirkungstheorie

Die im Rahmen der durchgeführten experimentellen Zugschwellversuche gewonnenen Versuchsergebnisse waren bei Seil A sehr überraschend (siehe Kap. 5.2.4 und Kap. 6.4). Bei Begutachtung der Prüflinge waren Kerben auf den Drahtoberflächen aufgefallen, deren Auftreten so bisher nicht beobachtet worden war (siehe Kap. 7).

Um die Ergebnisse der Zugschwellversuche schlüssig erklären zu können, führte der Autor während der Forschungsarbeit Gespräche mit mehreren international anerkannten Seilexperten und führte auf deren Anraten nach Beendigung der Zugschwellversuche mikroskopische Untersuchungen der Kerben an verschiedenen Prüflingen durch (optisch und REM, siehe Kap. 7).

Aus diesem Grund wird im folgenden Kapitel die „Kerbwirkungstheorie“ aus dem allgemeinen Maschinenbau dargelegt, soweit dies zur Beantwortung der hier behandelten Fragestellung notwendig ist.

Die Kerbwirkungstheorie entstammt der klassischen Festigkeitslehre (z.B. [58]). Nach umfangreicher Recherche und Wissen des Autors fand sie in der Seiltechnik bisher keine Berücksichtigung.

Somit wird hier erstmalig versucht, mit den im Folgenden dargelegten Funktionen und Beziehungen ein qualitatives Verständnis für den Einfluss von Oberflächenkerben, wie sie auf den Einzeldrahtoberflächen unter Zugschwellbelastung entstehen, auf die Lebensdauer der Einzeldrähte und somit des Seiles zu schaffen.

Die Kerbwirkungstheorie bedient sich zur Darstellung der grundlegenden Zusammenhänge (z.B. in [58]) ebener (d.h. zweidimensionaler) Betrachtungsweisen mit meist unidirektionaler Krafteinleitung. Bereits diese Idealisierungen führen im Kerbbereich zu mehrachsigen Spannungszuständen. Bei zugschwellbelasteten Seilen entstehen Oberflächenkerben im Bereich der Kontaktstellen

der Litzenaußendrähte zu den Außendrähten der Seileinlage (siehe Kap. 7). Idealisiert betrachtet durchdringen sich hier zwei gekrümmte zylindrische Vollkörper unter einem definierten Winkel. Die hierbei ausgebildeten Kerben sind dreidimensionaler Natur. Folglich müssen hieraus im Drahtquerschnitt im gekerbten Bereich dreiachsig Spannungszustände resultieren.

Weiterhin entsteht bei Zugschwellbelastung des Seiles auf Grund der unterschiedlichen Wickelradien von Außenlitzen und Seileinlage und der damit einhergehenden Unterschiedlichen Längung in Seillängsrichtung Relativbewegung zwischen diesen Drähten und folglich Oberflächenabtrag im Kerbbereich (siehe ebenfalls Kap. 7).

Dieser Oberflächenabtrag bleibt in der Kerbwirkungstheorie unberücksichtigt. Folglich ist die Kerbwirkungstheorie zur quantitativen Ermittlung der Kerbwirkung auf die Seillebensdauer allein nicht ausreichend. Die abrasiven Einflüsse müssten hierzu entsprechende Berücksichtigung finden.

Diese Fragestellung wird derzeit am Institut für Fördertechnik und Logistik (IFT) der Universität in einem separaten Promotionsvorhaben bearbeitet.

3.5.1 Einzelkerbe

Als „Kerbwirkung“ wird die Auswirkung einer Kerbe auf die Ermüdungsfestigkeit einer Probe bezeichnet.

Die Kerbe reduziert den tragenden metallischen Querschnitt des Einzeldrahtes und bewirkt dadurch eine lokale Spannungserhöhung. Diese Spannungserhöhung setzt die Schwingfestigkeit des Materials herab.

Die Risseinleitung erfolgt als lokaler Prozess an der Stelle der höchsten wirkenden Oberflächenspannung, dem Kerbgrund. Die Kerbwirkung ist für die Ermüdungsfestigkeit (hier: Schwingfestigkeit) somit von entscheidender Bedeutung [58].

Die Kerbwirkung wird beschrieben durch die Kerbformzahl α_k , die Kerbwirkungszahl β_k sowie den Kerbspannungsgradienten X .

Die Kerbformzahl α_k beschreibt das Verhältnis von Kerbspannungshöchstwert σ_{kmax} zur Nennspannung σ_n bei linearelastischem Werkstoffverhalten, siehe Glg. (3.56). Sie ist von den Abmessungsrelationen der betrachteten Kerbe zum ungekerbten Drahtquerschnitt abhängig, nicht von deren absoluten Abmessungen:

$$\alpha_k = \frac{\sigma_{kmax}}{\sigma_n} \quad (3.56)$$

Die Kerbformzahl α_k ist vom Elastizitätsmodul E des Werkstoffes unabhängig und wird von der Querkontraktionszahl ν lediglich geringfügig beeinflusst.

Der Spannungsgradient X gibt das Spannungsgefälle im Kerbbereich orthogonal zur Kerboberfläche an, Glg. (3.57) und Abb. 3.8:

$$X = \frac{1}{\sigma_{kmax}} \frac{d\sigma_k}{dn} \quad (3.57)$$

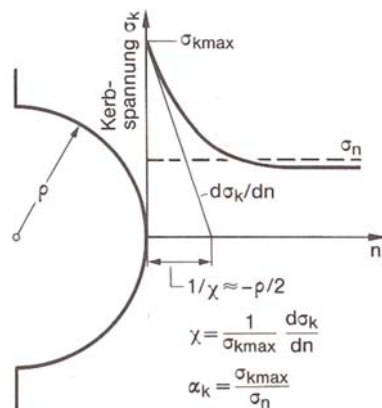


Abb. 3.8: Bezogener Kerbspannungsgradient X , Stützziffer n_x , Kerbformzahl α_k , Kerbwirkungszahl β_k bei Zugbelastung [58]

Die Tiefe t_0 , in der die Kerbspannung den Wert Null erreicht, ist folglich

$$t_0 = \frac{1}{X} \quad (3.58)$$

Die Kerben, die an den lokalen Berührstellen zwischen den Litzenaußendrähten und den Außendrähten der Seileinlage auftreten, sind nach Radaj [58] als „flache Belastungsrandkerben“ zu klassifizieren. Ihre Tiefe ist relativ zum Drahtquerschnitt klein, die Kerbformzahl α_k ist vorwiegend abhängig von der Kerbtiefe t und dem Kerbkrümmungsradius ρ , Glg. (3.59) und Abb. 3.9:

$$\alpha_k = 1 + 2\sqrt{\frac{t}{\rho}} \quad (3.59)$$

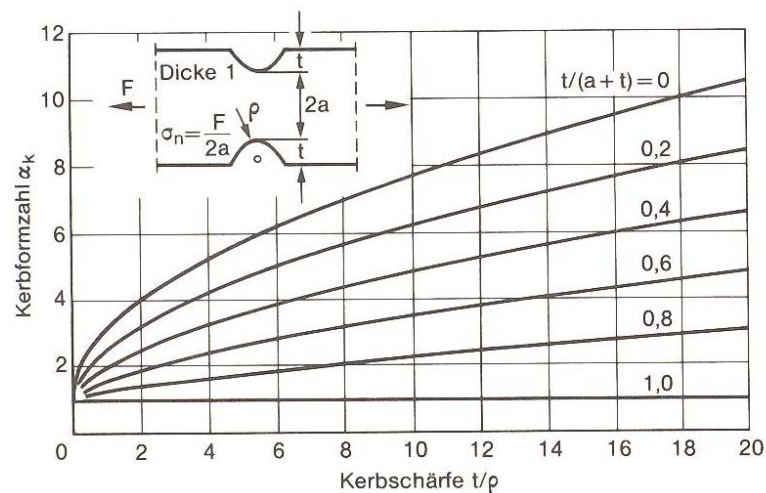


Abb. 3.9: Kerbformzahl als Funktion der Kerbschärfe unter Zugbelastung [58]

Die Auswirkung einer Kerbe auf die Schwingfestigkeit des Drahtes wird über die Kerbwirkungszahl β_k beschrieben. Diese bezeichnet das Verhältnis der Schwingfestigkeit des ungekerbten Einzeldrahtes zum gekerbten Einzeldraht bei gleicher Mittelspannung, Glg. (3.60). Sie ist ihrerseits abhängig von Kerbformzahl der α_k sowie der Stützziffer n_x , Glg. (3.61):

$$\beta_k = \frac{\sigma_{AD}(\alpha_k = 1)}{\sigma_{nAD}(\alpha_k > 1)} \quad (3.60)$$

$$\beta_k = \frac{\alpha_k}{n_x} \quad (3.61)$$

Die Stützziffer n_x hängt von Werkstoffart und Werkstofffestigkeit sowie vom Spannungsgradienten X ab. Sie kann entsprechenden Diagrammen entnommen werden, z.B. in [70].

3.5.2 Kerbreihe

Treten mehrere in Belastungsrichtung hintereinander angeordnete Kerben auf, so spricht man von einer „Kerbreihe“ [58].

In diesem Fall vermindern die Kerben wechselseitig ihre Kerbformzahlen α_{ki} . In diesem Fall wird die Kerbformzahl mit Glg. (3.59), bestimmt, wobei die Kerbtiefe t mittels Entlastungszahl γ zur effektiven Kerbtiefe t_{eff} verringert wird, Abb. 3.10:

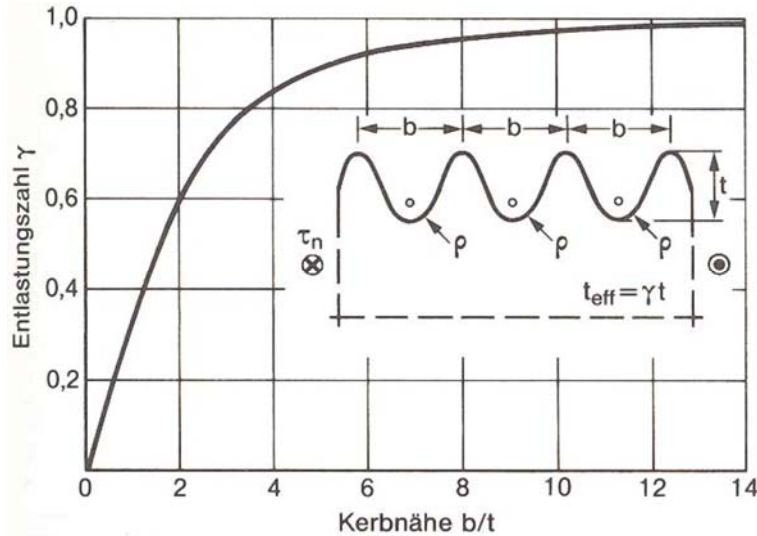


Abb. 3.10: Entlastungszahl einer Kerbreihe als Funktion der Kerbnähe [58]

Aus Abb. 3.10 wird ersichtlich, dass axial hintereinander angeordnete Kerben also geringere Kerbwirkungszahlen α_{ki} und somit geringere Spannungserhöhungen zur Folge haben, Glg. (3.56).

Der Anriss des Drahtes, der letztlich zum Drahtbruch führt, erfolgt im plastisch verformten Kerbgrund (statistisch gemittelt) nach einer größeren Zahl akkumulierter Schwingspiele. Die Lebensdauer des mehrfach gekerbten Drahtes ist also geringer als beim ungekerbten Draht, erhöht sich jedoch im Vergleich zum einfach gekerbten Draht.

Veranschaulicht wird dieser Zusammenhang durch die Erkenntnis, dass ein Kerbprofil dann optimal geformt sei, wenn an ihm keine Kerbspaltungserhöhung auftritt bzw. wenn es eine konstante Randspannung aufweist [58].

Weitere Faktoren, welche die Wirkung der Kerbe auf die Schwingfestigkeit des Einzeldrahtes beeinflussen sind die Drahtmittelspannung S_{mDi} und im Draht existente Eigenspannungen. Auf diese wird hier nur kurz eingegangen und auf die entsprechende Literatur (beispielsweise [58]) verwiesen.

Die Abhängigkeit der Kerbwirkungszahl β_k von der Drahtmittelspannung S_{mDi} wird als Kerbmittelspannungsempfindlichkeit bezeichnet.

Die Kerbmittelspannungsempfindlichkeit wächst mit der Zugfestigkeit R_R des Drahtes, da bei hochfestem Material die Fließgrenze im Kerbgrund früher erreicht wird. Es gibt jedoch keine einfache allgemeine Abhängigkeit der Kerbwirkungszahl β_k von Kerbformzahl α_k und Drahtmittelspannung S_{mDi} [58].

Der Eigenspannungseinfluss auf die Schwingfestigkeit ist bei hochfesten, gekerbten Drähten stärker ausgeprägt als bei Drähten niedrigerer Zugfestigkeit [58].

3.6 Drehmoment

Wird ein geschlagenes Drahtseil mit einer Zuglast S beaufschlagt, so erzeugt dessen helixförmiger Aufbau ein Drehmoment M um dessen Längsachse. Die Größe des Drehmomentes ist hierbei von der Seilkonstruktion abhängig.

Das Litzendrehmoment M_L einer Litze ergibt sich aus der Summe der Momente der Einzeldrähte [29]

$$M_L = \sum_{i=1}^n z_i U_i r_i \quad (3.62)$$

sowie der in der Litze wirkenden Zugkraft S_i und dem Drahtschlagwinkel β_{Di}

$$U_i = \frac{S_i}{\cos \beta_{Di}} \sin \beta_{Di} \quad (3.63)$$

zu

$$M_L = S_L d_L \frac{\sum_{i=1}^n z_i A_i r_i \cos^2 \beta_{Di} \sin \beta_{Di}}{\sum_0^n z_i A_i \cos^3 \beta_{Di}} \quad (3.64)$$

Vereinfacht kann man für das Litzendrehmoment mit dem Faktor C_L

$$C_L = \frac{\sum_{i=1}^n z_i A_i r_i \cos^2 \beta_{Di} \sin \beta_{Di}}{d_L \sum_0^n z_{ij} A_i \cos^3 \beta_{Di}} \quad (3.65)$$

auch schreiben:

$$M_L = S_L d_L C_L \quad (3.66)$$

Das Seildrehmoment M ist die Summe der Litzendrehmomente M_{Lj} sowie der Einlage:

$$M = S d \frac{\sum_{j=1}^m z_{Lj} A_{Lj} r_{Lj} \cos^2 \beta_{Lj} \sin \beta_{Lj} + \sum_{j=0}^m z_{Lj} A_{Lj} d_{Lj} C_{Lj} \cos^3 \beta_{Lj}}{d \sum_{j=0}^m z_{Lj} A_{Lj} C_{Lj} \cos^3 \beta_{Lj}} \quad (3.67)$$

Dieser analytische Berechnungsansatz (z.B. [29]) basiert auf der idealen Geometrie des Seiles und berücksichtigt weder die Querkontraktion des Seiles unter Zugbelastung noch die Differenzen zwischen Haft- und Gleitreibungskoeffizienten μ_i zwischen Einzeldrähten und Litzen.

Aus diesem Grund sind ausschließlich statische Lastfälle sinnvoll berechenbar, für Zugschwellbelastungen liefert dieser Ansatz keine verwertbaren Ergebnisse.

Die Bestimmung des tatsächlichen Drehmomentes M eines Seiles erfolgt als Funktion der Seilzugkraft S experimentell in Drehmomentversuchen (siehe auch Glg. (2.8) und Kap. 4.6.2).

Zugkraft S und Drehmoment M werden hierbei unabhängig voneinander übertragen und aufgezeichnet (siehe Drehmomentmesseinrichtung, Kap. 4.2.3), die Auswertung erfolgt mittels linearer Mehrfachregression [68], die Drehmomentkonstanten c_1 bis c_3 sind konstruktionsspezifisch, z.B. aus [30].

Das Drehmoment M kann so als Funktion der Seilzugkraft S , des Seilnenn-durchmessers d , des Schubmoduls G , des Verdrehwinkels ω und der Drehmomentkonstanten c_i beschrieben werden [29]:

$$M = c_1 d S + c_2 d^2 S \omega + c_3 G d^4 \omega \quad (3.68)$$

Wird ein Seil in verdreht, so ändert sich dessen Drehmoment in Abhängigkeit von Richtung und Größe des Verdrehwinkels ω . Bei einlagigen Rundlitzenseilen verringert sich das aus der Zuglast resultierende Drehmoment bei negativem Verdrehwinkel, bei positivem Verdrehwinkel erhöht es sich.

Aussagen zur Lebensdauer von Seilen in Abhängigkeit von Zugschwellbelastung und Verdrehung sind mit dieser Gleichung nicht möglich.

3.7 Verdrehwinkel ω und Drehwinkel φ

Wird ein Drahtseil über eine Höhendifferenz Δh eingesetzt, so ändert sich die Zugbelastung S des Seiles unter Wirkung der Schwerkraft auf Grund des Seileigengewichtes über der Höhe h :

$$S(x = 0) = S_0 \quad (3.69)$$

$$S(x = L) = S_0 + m_s g L \quad (3.70)$$

Die Lastdifferenz wird gemeinhin als „Höhenlast“, der Spannungsunterschied als „Höhenspannung“ bezeichnet [29].

Wie bereits gezeigt wurde, generiert ein Drahtseil unter Zugbelastung S ein Drehmoment M . Im beschriebenen Fall ist nun die im Seil wirkende Seilzugkraft nicht über der Höhe konstant.

Folglich wäre das hieraus resultierende Drehmoment ebenfalls nicht konstant. Jedoch verdreht sich das Seil auf der freien Seillänge L in einer Weise, dass

das resultierende Drehmoment M für alle Längenelemente dx konstant wird [29,55]:

$$\frac{dM}{dx} = 0, M(x) = \text{const.} \quad (3.71)$$

Bei verdrehsteifen Seilendverbindungen gelten weiterhin die Randbedingungen

$$\varphi(x=0) = \varphi(x=L) = 0 \quad (3.72)$$

In Abb. 3.11 sind die Verläufe des Drehwinkels $\varphi(x)$, des Verdrehwinkels $\omega(x)$ sowie der Schlaglänge l dargestellt. Die Funktionen zur Bestimmung dieser Verläufe werden im Anschluss dargestellt (siehe auch [29]).

In Kap. 9 erfolgt die Umsetzung in einem Berechnungsprogramm, welches der Autor im Rahmen dieser Forschungsarbeit erstellt hat.

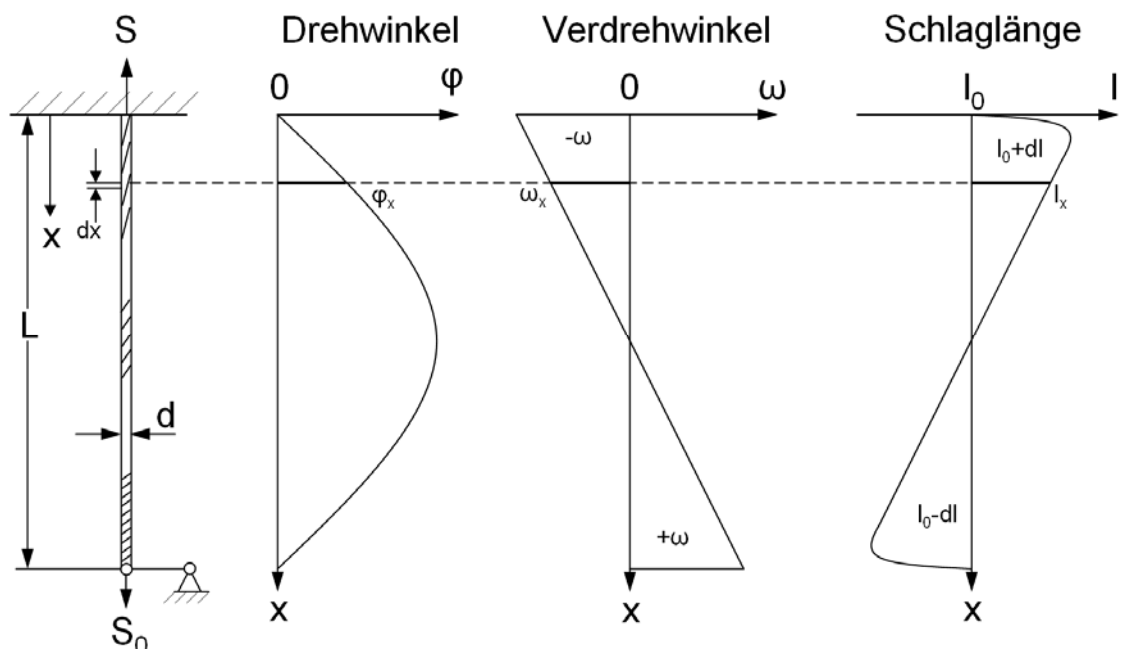


Abb. 3.11: Änderungen von φ , ω , l

Es wird deutlich, dass das Seil über die freie Seillänge L veränderliche Drehwinkel φ , Verdrehwinkel ω und Schlaglängen l aufweist, um Bedingung (3.71) zu erfüllen.

Wie bereits in Kap. 2.2 dargelegt, weist das Seil im oberen Bereich der freien Seillänge L eine Schlaglänge $l+dl > l_0$ sowie einen Verdrehwinkel $\omega < \omega_0$ auf, das Seil ist in diesem Bereich negativ verdreht („aufgedreht“).

im unteren Bereich der freien Seillänge L weist das Seil die Schlaglänge $l-dl < l_0$ sowie einen Verdrehwinkel $\omega > \omega_0$ auf, das Seil ist in diesem Bereich positiv verdreht („aufgedreht“).

Der Drehwinkel $\varphi(x)$ ist an den drehsteifen Seilendverbindungen zwangsweise Null und erreicht sein Maximum φ_{\max} etwa in Seilmitte (auf Grund der Änderung der Seillänge als Folge der Verdrehung liegt $x(\varphi_{\max})$ tatsächlich etwas unterhalb $x = L/2$, siehe Kap. 3.3.2, Glg. (3.82) sowie Kap. 9).

Das Drehmoment M eines Seiles bestimmt sich wie bereits in Glg. (3.68) dargestellt. Der Drehwinkel φ des Seiles verändert sich über der freien Länge auf Grund des Seileigengewichtes wie folgt:

$$d\varphi = \frac{M - c_1 d(S_0 + mgx)}{c_2 d^2(S_0 + mgx) + c_3 Gd^4} dx \quad (3.73)$$

Bei verdrehsteifen Seilendverbindungen erhält man das Drehmoment M in Folge der Höhenspannung nach Integration und Umformung mit den Randbedingungen

$$\varphi(x=0) = \varphi(x=L) = 0 \quad (3.74)$$

zu

$$M = -\frac{c_1 c_3 Gd^3}{c_2} - \frac{c_1 d m g L}{\ln\left(\frac{c_2 S_0 + c_3 Gd^2}{c_2 S_0 + c_2 m g L + c_3 Gd^2}\right)} \quad (3.75)$$

Den Verdrehwinkel ω gewinnt man durch Umformung von Glg. (3.68) direkt als Funktion der Seilzugkraft S , des Drehmomentes M , des Nenndurchmessers d , des Schubmoduls G sowie der Konstruktionskonstanten c_i :

$$\omega = \frac{d\varphi}{dx} = \frac{M - c_1 d S}{c_2 d^2 S + c_3 Gd^4} \quad (3.76)$$

Der Verdrehwinkel ω beschreibt die Verdrehung des Seiles je Längeninkrement dx . Der Drehwinkel φ wird folglich als Funktion der Höhe (hier: L) durch vollständige Integration von ω über x bestimmt:

$$\omega = \omega(x) = \frac{d\varphi}{dx} \quad (3.77)$$

$$\varphi = \int \omega dx \quad (3.78)$$

$$\varphi = \varphi(x) = -\frac{c_1 x}{c_2 d} + \frac{c_1 L}{c_2 d} \cdot \frac{\ln\left(\frac{c_2 m g}{c_2 S_0 + c_3 Gd^2} x + 1\right)}{\ln\left(\frac{c_2 m g}{c_2 S_0 + c_3 Gd^2} L + 1\right)} \quad (3.79)$$

Die Konstanten c_i sind experimentell ermittelt und in Tabellen hinterlegt (z.B. [29]). Weiterhin findet man, dass die Drehung über der Länge nicht konstant ist:

$$\varphi = \varphi(x) \neq \text{const.} \quad (3.80)$$

Im Fall verdrehfester Einspannung ist der Drehwinkel $\varphi(x)$ an beiden Einspannenden Null (siehe Glg. (3.6) bzw. Glg. (3.72)) und nimmt zur Mitte der freien Seillänge hin zu,

$$\varphi(x) = -\frac{c_1 x}{c_2 d} + \frac{c_1 L}{c_2 d} \cdot \frac{\ln\left(\frac{c_2 mg}{c_2 S_0 + c_3 Gd^2} x + 1\right)}{\ln\left(\frac{c_2 mg}{c_2 S_0 + c_3 Gd^2} L + 1\right)} \quad (3.81)$$

wo er ein Maximum anstrebt:

$$x(\varphi_{\max}) = -\frac{c_2 S_0 + c_3 Gd^2}{c_2 \cdot mg} + \frac{L}{\ln\left(\frac{c_2 mg}{c_2 S_0 + c_3 Gd^2} + 1\right)} \quad (3.82)$$

Der maximale Drehwinkel bestimmt sich schließlich durch Einsetzen von $x(\varphi_{\max})$ aus Glg. (3.82) in Glg. (3.81). Man erhält

$$\varphi_{\max} = -\frac{c_1 x(\varphi_{\max})}{c_2 d} + \frac{c_1 L}{c_2 d} \cdot \frac{\ln\left(\frac{c_2 mg}{c_2 S_0 + c_3 Gd^2} x(\varphi_{\max}) + 1\right)}{\ln\left(\frac{c_2 mg}{c_2 S_0 + c_3 Gd^2} L + 1\right)} \quad (3.83)$$

Der Verdrehwinkel ω ist an dieser Stelle Null:

$$\omega\left(x = \frac{L}{2}\right) = 0 \quad (3.84)$$

Folglich existiert etwa in der Mitte der freien Seillänge bei $x=L/2$ ein Seilinkrement, welches keine Änderung der Schlagwinkel α, β sowie der Schlaglänge l_i, L_i erfährt. An dieser Stelle ist $\omega = 0$.

Der maximale Verdrehwinkel ω_{\max} tritt stets am unteren Seilende auf [29]:

$$\omega(x(\varphi_{\max})) = 0 \quad (3.85)$$

$$\omega_{\max} = \omega(x = L) = \frac{c_1 mgL / 2}{c_2 d S_0 + c_3 Gd^3} \quad (3.86)$$

3.8 Drehsteifigkeit

Die Größe der Verdrehung eines Seiles unter der Einwirkung einer Seilzugkraft S hängt von dessen Drehsteifigkeit ab.

Als Drehsteifigkeit wird das seilspezifische Widerstandsmoment des Seiles gegen Verdrehung bezeichnet. Die Drehsteifigkeit ist eine Funktion des Verdrehwinkels im statischen Zustand, der Verdrehrichtung, der Seilzugkraft sowie einer zum Zeitpunkt der Messung bereits im Seil vorhandenen Verdrehung [59].

Engel [22,23] gibt analog zur Torsionstheorie des Vollstabs die Drehsteifigkeit eines Seiles D^* wie folgt an:

$$D^* = \frac{M}{\omega} \quad (3.87)$$

Das durch Aufbringung einer Zuglast S entstehende Drehmoment im unverdrehten Seil M_0 ist nach Glg. (2.8) mit

$$\varphi(x) = \omega(x) = 0 \quad (3.88)$$

$$M_0 = c_1 d S \quad (3.89)$$

Die Drehsteifigkeit des unverdrehten Seiles D^* wird somit rechnerisch

$$D^* = \frac{\Delta M}{\Delta \omega} = \frac{M - M_0}{\omega - \omega_0} = c_2 d^2 S + c_3 G d^4 = (c_2 S + c_3 G d^2)^2 \quad (3.90)$$

Die Drehsteifigkeit D^* ist abhängig von der Seilkonstruktion (Drehmomentkonstanten c_i), Seildurchmesser d und der Seilzugkraft S .

Als Drehmomentkonstanten c_i werden die experimentell ermittelten Werte aus der Drehmomentmessung für Seile gleicher Konstruktion verwendet.

3.9 Seilelastizitätsmodul

Der Elastizitätsmodul E beschreibt in der Materialwissenschaft das Dehnungsverhalten ε von Werkstoffen als Funktion der aufgebrachten mechanischen Spannung σ .

Der Seilelastizitätsmodul E_s unterscheidet sich vom Elastizitätsmodul E auf Grund der geometrischen Struktur des Seiles und deren Veränderungen unter Last bereits im linearelastischen Lastbereich des Werkstoffes.

So ist beispielsweise die bleibende Seildehnung nach mehreren Schwingspielen nicht mit der aus der herkömmlichen Werkstoffkunde bekannten plastischen

Verformung vergleichbar. Setzvorgänge zwischen Litzen und Seileinlage sind partiell reversibel (z.B. manuell durch Auflockern, [41]).

Bereits bei kleinen Seilzugspannungen verläuft die Seilspannungs-Seildehnungskurve nichtlinear (siehe z.B. [29,35]). Um das Dehnungsverhalten des Seiles unter Last adäquat beschreiben zu können, wird der Seilelastizitätsmodul E_S nicht als Konstante angegeben, sondern als Kennwert eines betrachteten Lastbereiches (σ_o, σ_u).

Weiterhin ist hinsichtlich der Definition des Seilelastizitätsmoduls E_S zu differenzieren zwischen

- Sekanten-Seilelastizitätsmodul E_S (kurz: Sekantenmodul) und
- Tangenten-Seilelastizitätsmodul E_T (kurz: Tangentenmodul).

Die Angabe eines Seilelastizitätsmoduls ergibt somit nur mit ergänzender Angabe des definierten Lastbereichs einen Sinn:

- Sekantenmodul $E_S(\sigma_o, \sigma_u)$ mit Spannungsumkehr
- Sekantenmodul $E_S(\sigma_o, 0)$ mit Unterspannung Null
- Tangentenmodul $E_{T \text{ auf}}(\sigma_z, 0)$ bei Belastung
- Tangentenmodul $E_{T \text{ ab}}(\sigma_z, 0)$ bei Entlastung

Im unverdrehten Zustand ist die Nichtlinearität des Seilelastizitätsmoduls bei Litzenseilen größer als bei Spiralseilen, bei letzteren kann diese oftmals mit guter Ergebnistreue vernachlässigt werden [29].

Im verdrehten Zustand ist die Nichtlinearität bei beiden Seilkonstruktionen zwingend zu berücksichtigen.

3.9.1 Seilelastizitätsmodul von Litzenseilen

Die Querkontraktion des Seiles unter Last hat wesentlichen Einfluss auf den Seilelastizitätsmodul. Bei Litzenseilen ist die Querkontraktion der Litzenwendel nicht konstant und wie der Seilelastizitätsmodul selbst unbekannt.

Aus diesem Grund ist der Seilelastizitätsmodul von Litzenseilen ausschließlich experimentell ermittelbar. Hierzu existieren verschiedene Verfahren, die in [29] übersichtlich dargestellt sind.

Feyrer wertete in [29] einerseits die Tangentenmodule verschiedener Messungen einer Seilkonstruktion mittels linearer Mehrfachregression so aus, dass mittels Ansatz (3.91)

$$E_T(\sigma_z) = B + \frac{C}{\sigma_z + A} \quad (3.91)$$

und zugehörigen Tabellen auf Mittelwert und Standardabweichung des Tangentenmoduls E_T geschlossen werden kann.

Der Sekantenmodul $E_S(\sigma_o, \sigma_u)$ zwischen zwei Seilzugspannungen wird auf ähnliche Weise bestimmt. Hier ist weiter zu unterscheiden zwischen Sekantenmodul bei Erstbelastung und Sekantenmodul im gesetzten Zustand (Hysterese ist vernachlässigbar). In letzterem Fall gilt:

$$\varepsilon_{\text{auf}}(\sigma_o) = \varepsilon_{\text{ab}}(\sigma_o) \quad (3.92)$$

und der Sekantenmodul wird zu (vgl. [29])

$$E_S(\sigma_o, \sigma_u) = \frac{\sigma_o - \sigma_u}{\varepsilon_{u,o}} = \frac{\sigma_o - \sigma_u}{\frac{\sigma_o - \sigma_u}{B_{ab,o}} - \frac{C_{ab}}{B_{ab,o}^2} \cdot \ln \frac{\sigma_o + A_{ab} + C_{ab}/B_{ab,o}}{\sigma_u + A_{ab} + C_{ab}/B_{ab,o}}} \quad (3.93)$$

Für bestimmte Ober- und Unterspannungen sind die Sekantenmodule mit Mittelwert und Standardabweichung bereits in Tabellen hinterlegt [29].

3.9.2 Seilelastizitätsmodul von Spiralseilen

Der Sekantenmodul von Spiralseilen kann (im Gegensatz zu Litzenseilen) im unverdrehten Zustand unter vertretbarer Vernachlässigung der Nichtlinearität analytisch aus der Seilzugspannung bestimmt werden.

Konstruktionsbedingt resultiert die Querkontraktion eines Spiralseiles hauptsächlich aus der Drahtquerdehnung ε_{qD} . Bei bekannter Querkontraktionszahl ν_i kann der Seilelastizitätsmodul mit guter Genauigkeit entspr. [29] aus der Seilzugspannung σ_z bestimmt werden.

Diese beträgt bei Seilzugkraft S und metallischem Querschnitt A_m

$$\sigma_z = \frac{S}{A_m} = \frac{\Delta L}{L} \frac{1}{A_m} \sum_{i=0}^n \frac{z_i \cos^3 \beta_{Di}}{1 + \nu_i \sin^2 \beta_{Di}} E_i A_i \quad (3.94)$$

Mit Hooke'schem Gesetz für linearelastisches Werkstoffverhalten

$$E_S = \frac{\sigma_z}{\varepsilon} \quad (3.95)$$

findet man den Seilelastizitätsmodul für das Spiralseil zu

$$E_S = \frac{\sigma_Z}{\varepsilon} = \frac{1}{A_m} \sum_{i=0}^n \frac{z_i \cos^3 \beta_{Di}}{1 + \nu_i \sin^2 \beta_{Di}} E_i A_i \quad (3.96)$$

3.10 Bruchkräfte

3.10.1 Mindestbruchkraft F_{\min}

Die Bestimmung der Mindestbruchkraft F_{\min} erfolgt gemäß DIN 12385-1 [18]. Die Konstante K wird hierbei als Produkt aus Füllfaktor f und Verseilverlustfaktor k gebildet:

$$F_{\min} = \frac{K d^2 R_R}{1000} = \frac{fk \frac{\pi}{4} d^2 R_R}{1000} \quad (3.97)$$

3.10.2 Rechnerische Bruchkraft F_r

Die rechnerische Bruchkraft F_r wird als Produkt aus dem Quadrat des Seilennendurchmessers d , dem Füllfaktor f gemäß DIN 12385-1 [18] sowie der Drahtnenntfestigkeit R_0 bestimmt:

$$F_r = A_m R_0 \frac{1}{1000} = \frac{\pi}{4} d^2 f \frac{R_0}{1000} \quad (3.98)$$

3.10.3 Wirkliche Bruchkraft F_w

Die wirkliche Bruchkraft F_w wird im Zugversuch nach den Anforderungen der DIN EN 12385-1, 6.4 durchgeführt [18]. Der Kraftanstieg je Sekunde soll dabei nicht größer als 0,5% als der Mindestbruchkraft sein:

$$\Delta F_{\max} = \frac{F_n - F_{n-1}}{t_n - t_{n-1}} \leq 0,005 \cdot F_{\min} \cdot \frac{1}{s} \quad (3.99)$$

3.10.4 Restbruchkraft nach Zugschwellbelastung F_{rest}

Tritt bei Zugschwellbelastung eines Seiles Berührung zwischen benachbarten Litzen der gleichen Lage auf (siehe Kap. 3.2.5), so bewirkt die an den Berührflächen der betroffenen Einzeldrähte entstehende Relativbewegung bei jeder Laständerung eine zusätzliche Schädigung der Drahtoberflächen.

Die hieraus resultierende Oberflächenverletzung der Einzeldrähte sowie die mit akkumulierter Schwingenspielzahl zunehmenden Querschnittsverluste der tragenden Drähte führen zu lokalen Spannungsanstiegen in den Drähten (siehe auch Kap. 3.5).

Die hierdurch früher auftretenden Drahtbrüche bewirken eine kürzere Lebensdauer des Seiles. Eine Litzensperrung von Null führt bei Zugschwellbelastung entsprechend zu einem Bruchkraftverlust des Seiles. Briem [6] bestimmt diesen Bruchkraftverlust analytisch als Funktion des Seildurchmesserverlustes und der Summe der Einzeldrahtquerschnittsverluste. Abb. 3.12 zeigt schematisch die geometrischen Verhältnisse im Bereich der Kontaktfläche zweier sich berührender Einzeldrähte D_1 und D_2 benachbarter Litzen dar. S bezeichnet hier den Seilmittelpunkt, L_1 und L_2 die Litzenmittelpunkte der betroffenen Litzen, r_{L1D1} und r_{L2D2} die Wickelradien der Drähte in den jeweiligen Litzen und R_{D1} beziehungsweise R_{D2} die Einzeldrahtdurchmesser. Aus der Berührung resultiert die Querschnittsfläche A_{V1} , welche über alle Berührstellen aufsummiert den Querschnittsverlust des Seiles ergibt.

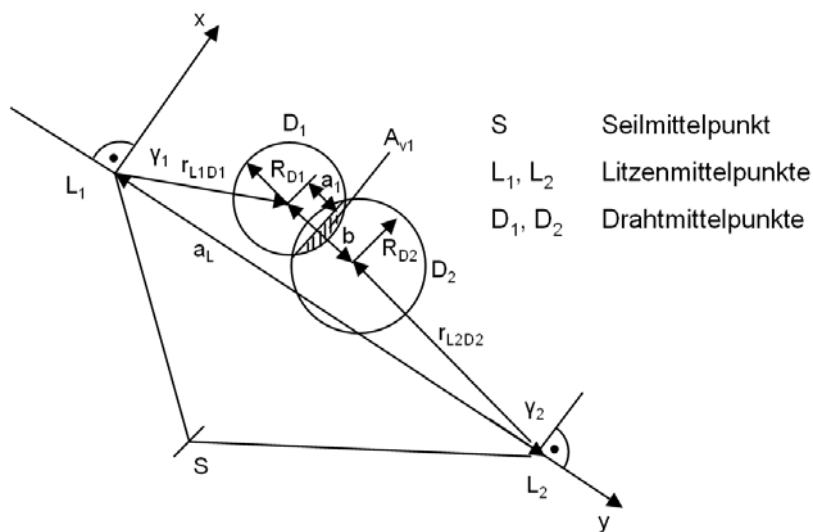


Abb. 3.12: Kontaktfläche zwischen Einzeldrähten zweier Litzen (vgl. [6])

Bei einer Litzensperrung von Null beträgt der Abstand zweier Drahtmittelpunkte unterschiedlichen Durchmessers nach Briem [6]

$$b = \sqrt{(a_L - r_{L1D1} \sin \gamma_1 - r_{L2D2} \sin \gamma_2)^2 + (r_{L1D1} \cos \gamma_1 - r_{L2D2} \cos \gamma_2)^2} \quad (3.100)$$

Der Verschleißquerschnitt A_{V1} berechnet sich zu

$$A_{V1} = R_{D1}^2 \arctan \sqrt{\left(\frac{R_{D1}}{a_1}\right)^2 - 1} - a_1^2 \sqrt{\left(\frac{R_{D1}}{a_1}\right)^2 - 1} \quad (3.101)$$

mit

$$a_1 = \frac{b^2 + R_{D1}^2 - R_{D2}^2}{2b} \quad (3.102)$$

Bei identischen Einzeldrahtdurchmessern R_{Di} der sich berührenden Einzeldrähte vereinfacht sich Glg. (3.102) entsprechend:

$$a_1 = \frac{b^2}{2b} = \frac{b}{2} \quad (3.103)$$

Der Verschleißquerschnitt einer Litze ergibt sich nun durch Summation aller betroffenen Außendrähte:

$$A_{V1,ges} = 2 \sum_{i=1}^{n_{L2}} \left(\sum_{j=1}^{n_{L1}} A_{Vi}(\gamma_i, \gamma_j) \right) \quad (3.104)$$

Die Winkel γ_i und γ_j beschreiben hierbei die Position des Drahtes auf dem Umfang der Litze.

Unter der Annahme, dass alle Litzen gleichmäßig verschlissen werden, beträgt der Gesamtquerschnittsverlust des Seiles $A_{V,ges}$ bei n Litzen

$$A_{V,ges} = n \cdot A_{V1,ges} \quad (3.105)$$

und die Schwächung des Seiles p wird

$$p = \frac{nA_{V1,ges}}{A_m} = \frac{A_{V,ges}}{A_m} \quad (3.106)$$

Da die Winkel γ_i und γ_j entlang der Seillängsachse z rotieren, sind sowohl Litzenquerschnittsverlust $A_{V1,ges}$ als auch Gesamtquerschnittsverlust $A_{V,ges}$ (theoretisch) periodische Funktionen von z .

Briem hat jedoch in [6] experimentell keinen periodischen Bruchkraftverlust festgestellt. Er führt dies darauf zurück, dass die Litzenquerschnitte sowohl radial als auch axial nicht ideal homogen orientiert sind. Aus diesem Grund sei es zulässig, die Bestimmung des Litzenquerschnittsverlustes mit Hilfe eines integral gebildeten Mittelwertes durchzuführen. Hierbei beschreibt n_{Li} die Anzahl der Außendrähte der jeweiligen Litzen und Ω den Vollwinkel von 360° , siehe Glg. (3.107).

Der maximale Bruchkraftverlust des Seiles ergibt sich aus der Summe der Schwächung aller Einzeldrähte in einer Schnittebene.

Die maximale Schwächung tritt immer dann auf, wenn Draht- und Litzenmittelpunkte auf einer Linie liegen, ($\gamma_1 = \gamma_2 = 0$), Abb. 3.12.

$$A_{V1,ges} = 2 \sum_{j=1}^{n_{L2}} \left(\sum_{i=1}^{n_{L1}} \frac{n_{L1} n_{L2}}{\Omega^2} \iint A_{Vi}(\gamma_i, \gamma_j) d\gamma_1 d\gamma_2 \right) \quad (3.107)$$

Der funktionale Zusammenhang von Durchmesser- und Bruchkraftverlust ist ursachenunabhängig (Abrieb, Korrosion, etc.) und überproportionaler Natur. So findet Briem in [6] für einen Querschnittsverlust von 15% einen Bruchkraftverlust von etwa 35%.

4 Experimentelle Untersuchungen

4.1 Ausgewählte Seilkonstruktionen

Zur Erreichung der in Kapitel 1.4 definierten Ziele werden zwei unterschiedliche, weit verbreitete und somit als repräsentativ anzusehende Seilkonstruktionen experimentell untersucht.

Die Auswahl erfolgt gemäß Abb. 4.1, die ausgewählten Seilkonstruktionen sind in Abb. 4.2 schematisch im Querschnitt dargestellt.

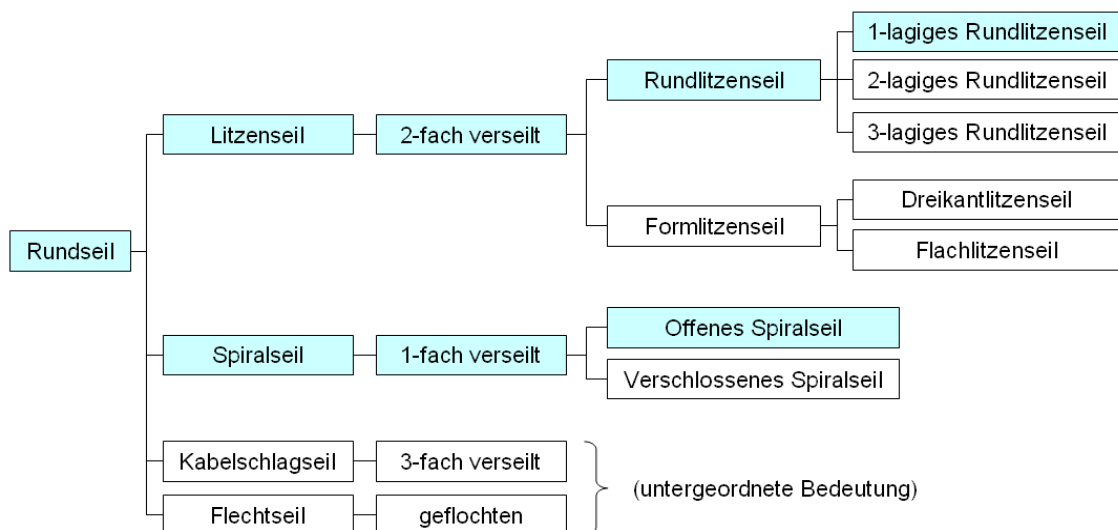


Abb. 4.1: Systematische Auswahl der Versuchsseile

Im Einzelnen werden experimentell untersucht:

Seil A 12 8x19S IWRC 1960 sZ bk

8-litziges Kreuzschlagseil, Seale-Machart, Seilnennendurchmesser 12 mm, 19 Drähte je Litze, unabhängig verseilte Stahleinlage, rechtsgängig, Drahtnennfestigkeit 1960 N/mm², Litzen parallel verseilt, 0,595 kg/m

Seil B 12 1x19 1770 SZ

Offenes Spiralseil, Nenndurchmesser 12 mm, 19 Einzeldrähte, Drahtnennfestigkeit 1770 N/mm², erste Drahtlage links geschlagen, zweite Drahtlage rechts geschlagen, 0,713 kg/m

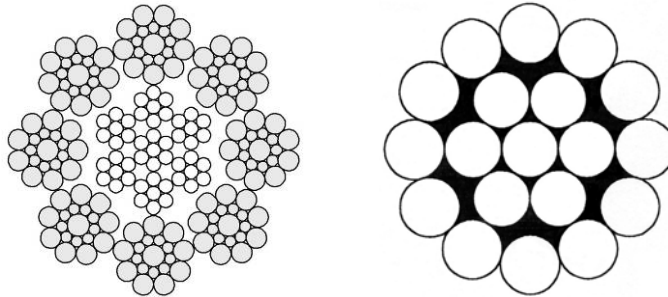


Abb. 4.2: Ausgewählte Seilkonstruktionen A (8x19 Seale) und B (1x19 OSS)

4.2 Versuchseinrichtungen

Am Institut für Fördertechnik & Logistik (IFT) der Universität Stuttgart sind geeignete Prüfmaschinen, Messgeräte und Betriebsmittel für Zug- und Zugschwellversuche an unverdrehten Drahtseilen vorhanden.

Zur Durchführung von Zug- und Zugschwellversuchen bei gleichzeitiger Beaufschlagung der Seile mit diskreten Graden der Verdrehung wurde eine Verdrehvorrichtung konzipiert und konstruiert, welche in der Lage ist, die Prüflinge verdrehsteif aufzunehmen und unabhängig von den Lastparametern diskret zu tordieren.

Um reproduzierbare, belastbare und übertragbare Versuchsergebnisse zu erhalten, erfolgen sämtliche Versuche unter Laborbedingungen, d.h. unter gleichen Voraussetzungen, mit idealisierten Zugschwellbelastungen, kurzen freien Seillängen und unter Ausschluss äußerer Umwelteinflüsse.

4.2.1 Zugschwellprüfmaschine

Zur Durchführung der experimentellen Zug- und Zugschwellversuche wird eine Zugschwellprüfmaschine mit einer Höchstzugkraft von 400 kN entsprechend ISO 7500 Klasse 1 verwendet, Abb. 4.3.

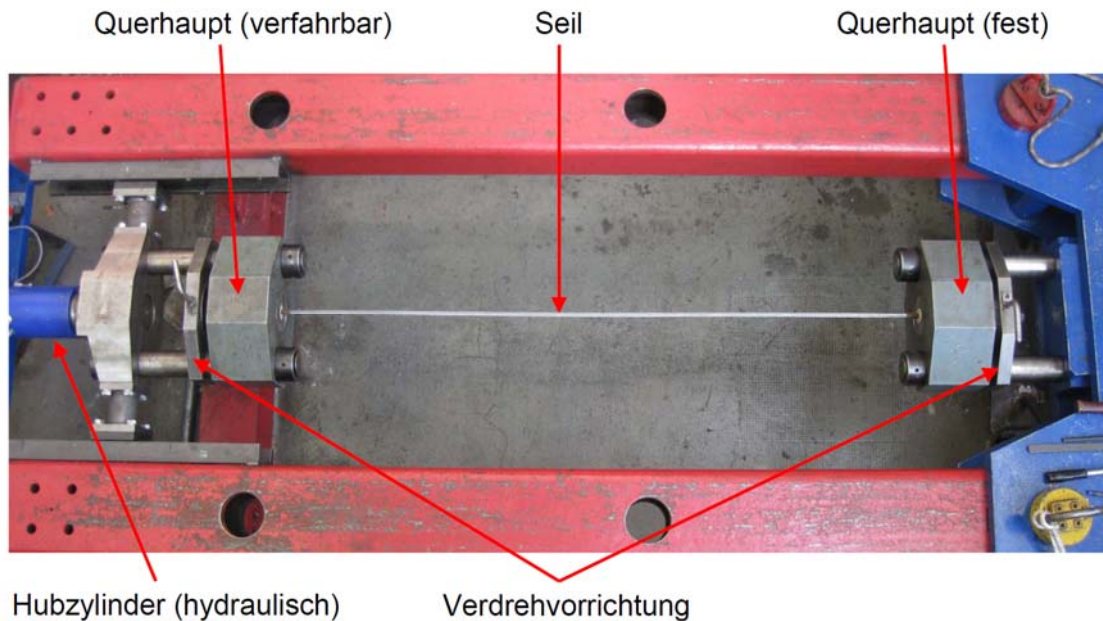


Abb. 4.3: Zugschwellprüfmaschine entsprechend ISO 7500 Klasse 1

Das ruhende Querhaupt ist in Zugrichtung verschieblich und wird über Steckbolzen fixiert, die Einspannlänge der Prüflinge ist somit in den Grenzen des Maschinenbettes beliebig wählbar. Der Hubbereich der Maschine verfügt über eine Länge von ± 200 mm.

Der Zugzylinder wird hydraulisch durch zwei Pumpen getrieben, die separat zu- bzw. abgeschaltet werden können. Die Hydraulikregelung erfolgt über 4/3-Wege-Ventile. Der Kraftaufnehmer ist als DMS-Vollbrücke ausgeführt, der Wegaufnehmer als Seilzugwegsensoren auf Potentiometerbasis.

4.2.2 Verdrehvorrichtung

In bisherigen Forschungsarbeiten am IFT wurden Zugschwellversuche ausschließlich in unverdrehtem Zustand durchgeführt. Zur Durchführung von Zugschwellversuchen mit überlagerter Verdrehung wurde eine Verdrehvorrichtung konzipiert und konstruiert, welche die folgenden Anforderungen erfüllt:

- Freie Wahl des Drehwinkels $\pm\varphi$, Einstellbarkeit $(1\pm 0,5)^\circ$,
- sichere Fixierung des gewählten Drehwinkels,
- leichte Montier- und Demontierbarkeit (max. eine Person, max. 15 min),
- Adaptierbarkeit an vorhandene Zugschwellprüfmaschine,
- übersichtliche und robuste Konstruktion.

Die konstruierte Lösung ist in Abb. 4.4 dargestellt. Sie besteht aus folgenden Komponenten:

1. 4 Halbschalen zur verdrehsteifen Aufnahme der Kunststoffseilvergüsse in die Aufnahmen der Zugschwellprüfmaschine,
2. 2 Aufnahmen („Querhaupt“) zur formschlüssigen Aufnahme der Halbschalen in der Zugschwellprüfmaschine (nicht verdrehsteif),
3. Beidseitige Verdrehvorrichtung zur Aufbringung und Aufrechterhaltung des gewählten Drehwinkels φ , bestehend aus Verdrehringen inkl. Befestigungsschrauben, Unterlegscheiben, Momentenaufnahme, Sicherungsbolzen.

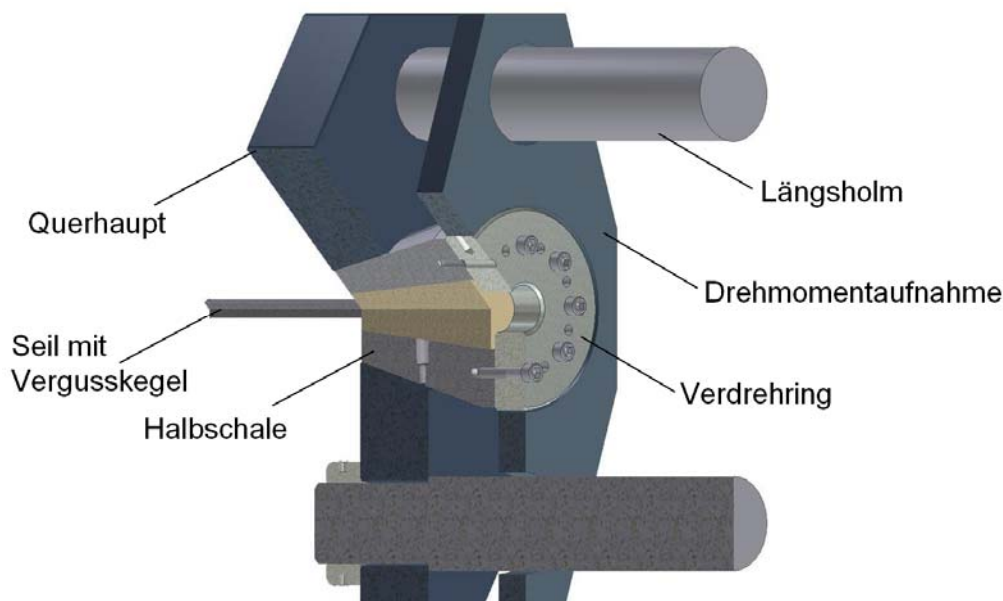


Abb. 4.4: Verdrehvorrichtung 400 kN-Zugschwellprüfmaschine (CAD-Modell)

Der Vergusskegel wird mitsamt den umschließenden Halbschalen über den an diesen rückseitig axial verschraubten Verdrehring in der Aufnahme verdreht. Der Verdrehring wird radial formschlüssig mittels Sicherungsbolzen in der Drehmomentaufnahme fixiert. Die Drehmomentaufnahme ist auf den Längsholmen der Aufnahme axial verschieblich ausgeführt.

Die Einstellung des Drehwinkels φ erfolgt wie dargestellt:

$$\varphi = \omega l = (i_R - 1)T_{Ri} + T_{Lj} \quad (4.1)$$

Hierbei sind T_i die zu überdrehenden Teilungen der Radialbohrungen auf den jeweiligen Verdrehringen, die Länge l ist als Vielfaches des Seilnennendurchmessers d einzusetzen.

Die Teilungen sind realisiert als streng monoton steigende Folgen mit den Funktionsvorschriften

$$T_{Ri} = f(a_{Ri}) = 15 \quad (i = 0; \dots; 24) \quad (4.2)$$

$$T_{Lj} = f(a_{Lj}) = 15 + j \quad (j = 1; \dots; 15) \quad (4.3)$$

Hieraus ergeben sich für die Verdrehringe die in Tab. 4.2 dargestellten Einstellmöglichkeiten. Der Drehwinkel φ , mit dem der Prüfling beaufschlagt werden soll ergibt sich durch Summation von rechter Teilung T_{Ri} und linker Teilung T_{Lj} .

T_{Ri} [°]	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180	195
	210	225	240	255	270	285	300	315	330	345	360			
T_{Lj} [°]	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29

Tab. 4.2: Einstellmöglichkeiten Verdrehvorrichtung

4.2.3 Drehmomentmesseinrichtung

Die Messung des Seildrehmomentes erfolgt mit dem in Abb. 4.5 dargestellten Versuchsaufbau.

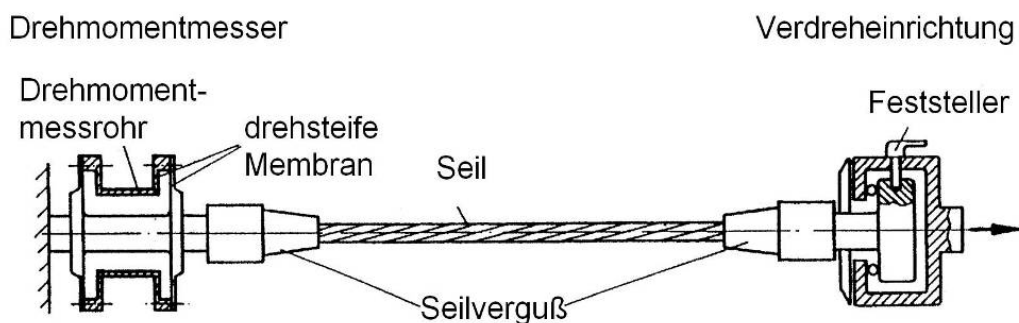


Abb. 4.5: Versuchsaufbau zur Drehmomentbestimmung [29]

Drehmoment und Zugkraft werden hierbei vom Drehmomentmesser separat übertragen und aufgezeichnet. Die Erfassung des wirkenden Drehmomentes erfolgt über Dehnungsmessstreifen (DMS), die auf einem dünnwandigen Messrohr appliziert sind. Die Zugkraftübertragung erfolgt durch einen im Messrohr befindlichen Zugstab.

4.2.4 Kunststoffseilvergüsse

Als Seilendverbindungen werden beidseitig ausschließlich Kunststoffseilvergüsse verwendet. Diese sind auf Grund ihres nachgewiesenermaßen geringen Einflusses auf die Seillebensdauer den anderen gängigen Seilendverbindungen im Zugschwellversuch überlegen [3,4,46].

Bei Verwendung von Kunststoffseilvergüssen erfolgt der Bruch des Prüflings in der Regel auf der freien Seillänge. Dieses Verhalten ist auf geringe Zusatzspannungen im Bereich der Seilendverbindungen, wie sie im Bereich des Vergusskonus beim Richten der Einzeldrähte auftreten können, zurückzuführen.

Bei der Herstellung des Kunststoffseilvergusses wird das Seilende abgebunden und zu einem Seilbesen geöffnet. Hierbei können die Krümmungsradien der Einzeldrähte durch den Richtvorgang im Bereich der Wurzel so klein werden, dass die zusätzlich eingebrachten Biegespannungen unbekannter Größe im Zugschwellversuch zum vorzeitigen Ausfall des Einzeldrahtes führen. Die Seilebensdauer des Prüflings wird entsprechend gemindert [41].

In diesem Fall können die Seile im Zugschwellversuch in unmittelbarer Nähe des Vergusskegels versagen („Einspannbruch“). Aus diesem Grund wird bei der Herstellung der Seilbesen auf eine möglichst geringe Verformung der Einzeldrähte im Wurzelbereich geachtet.

Die Kunststoffseilvergüsse werden durchgängig mit Zweikomponentenseilvergussmaterial „Celworks G 1000“ des Herstellers „Railtech“ hergestellt.

Die Herstellung der Kunststoffseilvergüsse erfolgt gemäß DIN 13411-4 [20] in folgenden Arbeitsschritten:

- Abbinden des Seilendes im Bereich der vorgesehenen Seilendverbindung mittels „Bändsel“,
- Auflösen des Seilverbundes und gleichmäßige Anordnung der Einzeldrähte im Wurzelbereich des Seilvergusses,
- sorgfältige Vorreinigung des Seilbesens mit Waschbenzin (Schmiermittel werden entfernt),
- Trocknung des Seilbesens,
- sorgfältige Reinigung des Seilbesens im Ultraschallbad (15 min, 40°C, Reinigungsmittel „Scharrsol T60“; gewährleistet einen möglichst guten Oberflächenkontakt zwischen Drahtoberfläche und Vergussmaterial),
- Einsetzen des Seilbesens in die Vergussform; Abdichtung, Ausrichtung und Zentrierung zur Gewährleistung von Konzentrität zwischen Seilachse und Vergusskegelachse,
- Anrühren des Vergussmittels,
- Vergießen des Seilbesens, Aushärtezeit mindestens 24 h.

4.3 Versuchsorganisation

Die Lebensdauer verdrehter, zugschwellbelasteter Drahtseile wird durch sämtliche Belastungen, denen das Seil im Versuch unterworfen wird, beeinflusst.

Die von Feyrer [28] aus Zugschwellversuchen ohne Verdrehung abgeleitete Gleichung zur Bestimmung der Seillebensdauer berücksichtigt die Parameter

1. durchmesserbezogene Schwingweite $2S_a/d^2$,
2. durchmesserbezogene Unterlast S_U/d^2 sowie
3. Seilennendurchmesser d .

Der Einfluss der Seilkonstruktion wird durch die experimentell zu bestimmenden Regressionskoeffizienten a_i berücksichtigt, Glg. (2.4).

Die hierbei angewandte Vorgehensweise der systematischen Variation der relevanten Parameter hat sich im Bereich der Seilforschung als sehr geeignet erwiesen. Sie ermöglicht die Erfassung mehrerer, sich gegenseitig beeinflussender Parameter mit guter Genauigkeit.

Mit Hilfe der anschließend durchzuführenden linearen Regressionsanalyse wird erreicht, dass sich die ermittelten Versuchsergebnisse gegenseitig statistisch stützen.

Somit kann (basierend auf einer vertretbaren Anzahl durchgeführter Dauerversuche) durch Verwendung des (in Kap. 6 zu generierenden) Berechnungsansatzes eine größtmögliche Breite unterschiedlicher Belastungsfälle interpoliert werden.

Aus diesem Grund sind die Versuchsserien wie folgt strukturiert:

- Zugversuche zur Bruchkraftermittlung mit systematisch variierten Verdrehwinkeln ω_i ,
- Bestimmung der Drehmomentkonstanten,
- Bestimmung der Seilelastizitätsmodule mit systematisch variierten Verdrehwinkeln ω_i ,
- Dauerschwingversuche mit systematisch variierten Verdrehwinkeln ω_i , durchmesserbezogenen Schwingweiten $2S_a/d^2$ sowie durchmesserbezogenen Unterlasten S_U/d^2 .

4.3.1 Variation der Versuchsparameter

In die Versuchsplanung und -auswertung werden alle maßgeblichen lebensdauerbeeinflussenden Versuchsparameter einbezogen und gezielt so variiert,

dass eine zuverlässige und aussagekräftige Auswertung und Interpretation der Versuchsergebnisse erfolgen kann.

Im Einstufenschwingversuch kommt den Parametern „bezogene Schwingweite“ $2S_a/d^2$ und „bezogene Unterlast“ S_u/d^2 eine signifikante Bedeutung zu. Weiterhin ist der Verdrehwinkel ω entsprechend zu berücksichtigen.

Die Belastungsparameter werden als durchmesserbezogene Größen herangezogen. Dies gewährleistet eine direkte Vergleichbarkeit der Parameter zwischen den zu untersuchenden Seilkonstruktionen.

4.3.2 Versuchsplanung

Die Planung der Versuchsreihen erfolgt mit zielgerichteter Variation der beschriebenen Versuchsparameter.

Es werden je drei unterschiedliche bezogene Schwingweiten $2S_a/d^2$ mit je drei unterschiedlichen bezogenen Unterlasten S_u/d^2 kombiniert. Für jede dieser Kombinationen wird ein Referenzversuch mit 0° Verdrehung durchgeführt. Anschließend werden die Zugschwellversuche mit Verdrehung ω in beiden Verdrehrichtungen durchgeführt.

Seil A wird hierbei sowohl in positiver als auch in negativer Verdrehrichtung jeweils in drei Verdrehwinkeln untersucht.

Seil B verfügt in der ersten und zweiten Drahtlage über unterschiedliche Schlagrichtungen (erste Drahtlage: S, zweite Drahtlage: Z). Auf Grund dieser unterschiedlichen Schlagrichtungen der beiden Drahtlagen ist bei einer Verdrehung dieser Seilkonstruktion bei Verdrehung mit sehr hohen Lastumverteilungen zwischen den beiden Drahtlagen und folglich entsprechend großem Einfluss auf die Seillebensdauer im verdrehten Zustand zu rechnen (in beiden Verdrehrichtungen).

Vor diesem Hintergrund hält es der Autor bei dieser Seilkonstruktion für adäquat, den Einfluss der Verdrehung auf die Seillebensdauer der Seilkonstruktion in jeweils zwei Verdrehinkrementen je Verdrehrichtung experimentell zu überprüfen.

Abb. 4.6 zeigt die systematische Versuchsplanung für Seil A (63 Zugschwellversuche), Abb. 4.7 für Seil B (45 Zugschwellversuche). Insgesamt sind somit 108 Zugschwellversuche durchzuführen. Die definierten Verdrehwinkel ω_i sind in Tab. 4.3 dargestellt, siehe hierzu auch Kap. 4.2.2:

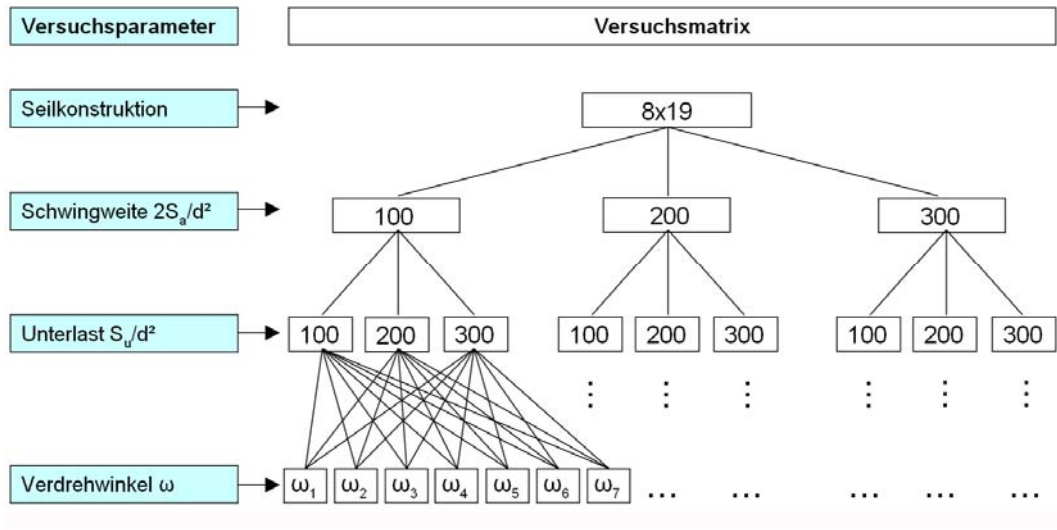


Abb. 4.6: Versuchsmatrix Seil A (12 8x19S IWRC sZ)

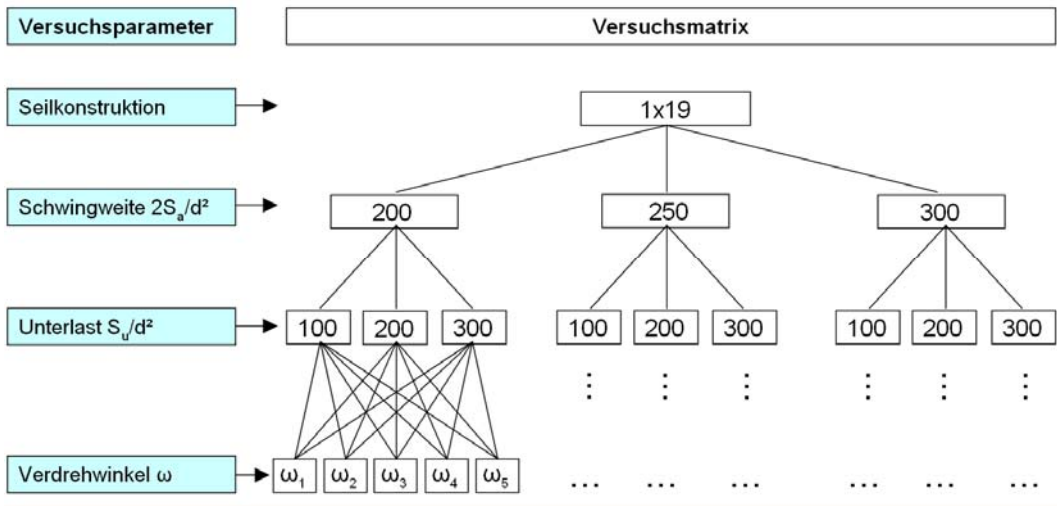


Abb. 4.7: Versuchsmatrix Seil B (12 1x19 SZ)

ω_i [°/100d]	Seil A (Litzenseil 8x19)	Seil B (Spiralseil 1x19)
ω_1	-360	-180
ω_2	-180	-90
ω_3	-90	0
ω_4	0	+90
ω_5	+90	+180
ω_6	+180	--
ω_7	+360	--

Tab. 4.3: Definierte Verdrehwinkel für Zugschwellversuche

4.3.3 Länge der Prüflinge

Zur reproduzierbaren Durchführung der Zug- und Zugschwellversuche auf der Zugschwellprüfmaschine (Kap. 4.2.1) sind die maschinenseitigen Rahmenbedingungen zu beachten. Um die Belastung in der Mitte des Hubfeldes der Maschine aufbringen zu können, sind definierte Probenlängen einzuhalten.

Als Rahmenbedingung für die Durchführung der Zerreißversuche und der Zugschwellversuche soll gelten, dass die Seile mindestens über eine freie Länge vom Zehnfachen der Schlaglänge verfügen, vgl. [12]:

$$L \geq 10 \cdot l \quad (4.4)$$

Im Seil ist die Länge eines Drahtes je Schlaglänge konstant. Dies gilt jedoch nicht für anteilige Schlaglängen, siehe Kap. 3.1, Abb. 3.2 und Abb. 3.3. Aus diesem Grund soll die Länge der Prüflinge bei den durchzuführenden Zug- und Zugschwellversuchen stets einem ganzzahligen Vielfachen der jeweiligen Schlaglänge entsprechen. Die Bestimmung der Länge der Prüflinge richtet sich folglich nach der tatsächlichen Schlaglänge der zu untersuchenden Seilkonstruktionen.

Die Bestimmung der Schlaglängen erfolgt mittels eines speziellen Schlaglängenmessgerätes. Als freie Versuchsseillänge wird das kleinste gemeinsame Vielfache kgV beider Schlaglängen definiert, welches gleichzeitig Bedingung (4.4) entspricht [45]:

$$kgV(l_{8 \times 19}, kgV(l_{1 \times 19})) = kgV(kgV(l_{8 \times 19}, l_{1 \times 19})) = kgV(l_{8 \times 19}, l_{1 \times 19}) \quad (4.5)$$

$$kgV(l_{8 \times 19}, l_{1 \times 19}) = kgV(68,4; 114,0) = 25 \cdot l_{8 \times 19} = 15 \cdot l_{1 \times 19} \quad (4.6)$$

Bei Versuchseinrichtung werden maschinenseitig werden Lasten und Drehwinkel eingestellt. Aus identischen Prüflängen beider Seilkonstruktionen resultieren so einheitliche l/d , φ und ω . Dies vereinfacht die Durchführung der Versuche und die Auswertung der Versuchsergebnisse.

4.4 Lebensdauerrelevante Einflussfaktoren

4.4.1 Seildurchmesser

Der Einfluss des Seildurchmessers auf die ertragbare Schwingspielzahl zugschwellbelasteter Drahtseile wurde von verschiedenen Stellen bereits vereinzelt untersucht (siehe Kap. 2.1, [28,29,41,74]).

Der Einfluss des Seildurchmessers auf die Seillebensdauer wird im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht, da dies die notwendige Anzahl durchzuführender Versuche vervielfachen würde.

4.4.2 Seillänge

Die freie Seillänge hat einen quantifizierbaren Einfluss auf die ertragbare Schwingspielzahl bis zum Bruch [32]. Laut Klöpfer [41] kommt ihr jedoch im Laborversuch lediglich eine stark untergeordnete Bedeutung zu, da hier die lastspezifischen Parameter wesentlich signifikanteren Einfluss auf die ertragbare Schwingspielzahl ausüben, so dass die Berücksichtigung hinsichtlich Genauigkeit und Reproduzierbarkeit vernachlässigbar ist.

4.4.3 Drahtnennfestigkeit

Der Einfluss der Drahtnennfestigkeit R_N auf die ertragbare Schwingspielzahl wurde an verschiedenen Stellen unabhängig untersucht [8,56,74]. Bisher konnte keine Korrelation nachgewiesen werden.

4.4.4 Oberflächenverzinkung

Eine Verzinkung der Einzeldrahtoberflächen dient dem Seil als Korrosionsschutz in aggressiven Umgebungen. Die Verzinkung der Einzeldrähte erfolgt während des Drahtfertigungsprozesses.

Casey berichtet, dass von einer Verzinkung der Drahtoberflächen keine Auswirkung auf die ertragbare Schwingspielzahl feststellbar sei [8]. Klöpfer führte Zugschwellversuche mit verzinkten und unverzinkten Seilen identischer Drahtnennfestigkeit durch [41]. Er kommt ebenfalls zu dem Schluss, dass Unterschiede in der Seillebensdauer „keinesfalls auf die Verzinkung zurückgeführt werden können“.

4.4.5 Seilschmierung

Die Qualität der Schmierung eines Drahtseiles hat nachweislichen Einfluss auf die ertragbare Schwingspielzahl. Müller hat in Versuchen mit gezielt entfetteten Rundlitzenseilen Verminderungen der ertragbaren Schwingspielzahlen um etwa 20% registriert [50].

In frühen Untersuchungen wurden die Seile deshalb regelmäßig „aufgefettet“ um einheitliche Versuchsbedingungen zu schaffen. Das „Auf fetten“ impliziert jedoch einige Nachteile in Versuchsaufbau und Analyse:

- Die Konstanz des Schmiermittels und der Schmierdauer muss über die Dauer des Versuchsprogramm (i.d.R. mehrere Jahre) gegeben sein.
- Durch „Auf fetten“ wird den Prüfmustern Schmierstoff in einer Weise zugeführt, wie dies im Produktionsprozess nicht gegeben ist. Diese Vorgehensweise wird jedoch bei Prüfmustern unterschiedlicher Hersteller und Produktionschargen notwendig, um möglichst einheitliche Prüfbedingungen zu schaffen. Es ist jedoch anzunehmen, dass die Seile im Labor regelmäßig größere Schwingspielzahlen aufweisen als dies in realen Anwendungen der Fall ist.
- Entsprechend wären die auf Laborversuchen basierenden Verfahren zur Berechnung der Seillebensdauer zur unsicheren Seite hin ausgelegt. Feyrer trägt diesem Zustand durch Korrektur mittels des Lebensdauerfaktors f_{N1} entsprechend Rechnung [29].

Aus den genannten Gründen werden sämtliche Prüfmuster im Originalzustand aus derselben Seilcharge entnommen. Auf diese Weise kann für sämtliche experimentellen Untersuchungen mit guter Genauigkeit von einem einheitlichen und realistischen Schmierzustand der Seile bei Versuchsbeginn ausgegangen werden.

4.5 Definition der Prüfkriterien

4.5.1 Bestimmung der wirklichen Bruchkraft im Zugversuch

Gemäß DIN EN 12385-1 ist die wirkliche Bruchkraft F_m erreicht, wenn keine weitere Erhöhung der aufgebrachten Kraft mehr möglich ist und das Seil die aufgebrachte Last nicht mehr tragen kann („Seilbruch“) [18].

4.5.2 Bestimmung der Lebensdauer im Zugschwellversuch

Die wirkliche Lebensdauer N gilt als erreicht, wenn kein weiterer Zyklus des dynamischen Lastanteils S_a auf die Probe aufgebracht werden kann.

Dies bedeutet, dass die Probe die Oberlast S_o nicht mehr tragen kann, es kommt bei Beaufschlagung mit S_o zum Bruch des Prüfmusters.

4.6 Versuchsdurchführung

4.6.1 Bestimmung der Bruchkraft über ω

Die Durchführung der Zugversuche zur Bestimmung der wirklichen Bruchkraft F_W erfolgt gemäß den Vorgaben der EN 12385-1, [18], siehe auch Kap. 4.5.1 und Kap. 5.2.1.

4.6.2 Bestimmung des Drehmomentes über ω

Zur Bestimmung des Drehmomentes über ω ist vor dem Einbau des Prüfmusters in die Zugprüfmaschine

1. das Prüfmuster mit Seilvergüssen zu versehen sowie
2. der Drehmomentmesser zu kalibrieren.

Das Prüfmuster wird kraftgeregelt bis zu einer bezogenen Oberlast S_o/d^2 belastet. Die Belastungsgeschwindigkeit bestimmt sich als Funktion der Mindestbruchkraft des Seiles [18]:

$$\Delta F = 0,005 \cdot F_{\min} \cdot \frac{1}{s} \quad (4.7)$$

Bei der ersten Zugbelastung wird an den Berührstellen zwischen Drähten unterschiedlicher Lagen auf Grund des Schnürdrucks lokal die Fließgrenze des Drahtmaterials überschritten. Die hierbei entstehenden plastischen Verformungen und die zugehörige Hysterese sollen in der Messung nicht erfasst werden. Aus diesem Grund wird das Prüfmuster vor jeder Messwerterfassung n -fach schwellend belastet und nach jeder Messwerterfassung um $\Delta\omega$ verdreht:

$$\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1 \quad (4.8)$$

$$n = n(\omega) = 4 \quad \text{für } \omega = 0 \quad (4.9)$$

$$n = n(\omega) = 2 \quad \text{für } \omega \neq 0 \quad (4.10)$$

Das Prüfmuster wird hierbei mit ansteigenden Verdrehwinkeln ω wechselnd in positiver und negativer Verdrehrichtung belastet.

4.6.3 Bestimmung der Seilelastizitätsmodule über ω

Die Bestimmung der Seilelastizitätsmodule E_{Si} ist nur möglich, wenn ein Aufdrehen des Seiles bei Belastung verhindert wird. Die Messung wird folglich mit verdrehsteifen Seilendverbindungen durchgeführt [1]. Die Durchführung der Versuche erfolgt analog der Bestimmung der Seildrehmomente (siehe Kap. 4.6.2).

Die Prüfmuster werden im unverdrehten Zustand fünfmal bis 400 N/mm² belastet und im verdrehten Zustand je dreimal bis 400 N/mm² belastet. Die Aufnahme der Messdaten erfolgt jeweils bei der letzten Belastung.

4.6.4 Bestimmung der Seillebensdauer über ω

Die Bestimmung der Seillebensdauer unter Zugschwellbelastung erfolgt experimentell im Zugschwellversuch.

Die Anzahl der für belastbare Aussagen notwendigen experimentellen Versuchsergebnisse kann durch die Wahl der Prüfmethode gering gehalten werden. Einstufenschwingversuche erlauben im Vergleich zu Mehrstufenschwingversuchen bei Variation mehrerer verschiedener relevanter Versuchsparameter eine signifikant bessere Vergleichbarkeit der erzielten experimentellen Ergebnisse.

Aus diesem Grund werden die Zugschwellversuche als Einstufenschwingversuche durchgeführt.

Der dynamische Zuglastanteil wird auf die Prüfmuster in Form einer sinusförmigen, ungedämpften Schwingung aufgebracht. Für den Einstufenschwingversuch gilt somit [45]:

$$S(t) = S_m + \left(S_a \sin\left(\frac{2\pi}{T} t + \delta\right) \right) \quad (4.11)$$

Durch die Erfahrung am IFT mit früher durchgeführten Forschungsvorhaben sowie unter Berücksichtigung der Vorgaben in [9] werden für die Einstufenschwingversuche folgende Rahmenbedingungen definiert:

- Als Seilendverbindungen dienen ausschließlich sorgfältig hergestellte Kunststoffseilergüsse nach den Vorgaben der DIN EN 13411-4 [20] (Kap. 4.2.4).
- Um Einflüsse der Seilendverbindungen zu minimieren, entspricht die freie Seillänge einem ganzzahligen Vielfachen der Schlaglänge der jeweiligen Seilkonstruktion, mindestens aber der zehnfachen Schlaglänge (Kap. 4.3.3).
- Vorrecken übt einen signifikanten Einfluss auf die Seillebensdauer aus [41]. Deshalb werden die Prüfmuster nicht vorgereckt. Im Falle einer Lastaufbringung über der im jeweiligen Zugschwellversuch vorgesehenen bezogene Oberlast S_o/d^2 wird der Versuch abgebrochen und der Prüfling ausgewechselt.
- Die Aufbringung der bezogenen Mittellast S_m/d^2 erfolgt stets mit einem spezifischen Lastanstieg von 2 kN/s.

- Nach erfolgter Aufbringung der bezogenen Mittellast S_m/d^2 erfolgt das Aufblenden der Schwingweite $2S_a/d^2$ stets innerhalb von 20 Lastzyklen (vgl. Abb. 4.8).
- Die Schwingweite $2S_a/d^2$ wird solange beibehalten, bis die Probe die hierdurch aufgebrauchte bezogene Oberlast S_o/d^2 nicht mehr tragen kann (vgl. Kap. 4.5.2).
- Um Einflüsse durch Erwärmung und Schmierstoffaustritt zu eliminieren, wird die Prüffrequenz $\leq 1,3$ Hz gewählt.
- Die Prüfmuster werden während der Versuche visuell überwacht, um sicherzustellen, dass kein Schmiermittelaustritt in Folge einer zu hohen Prüffrequenz zu einer Beeinflussung der Seillebensdauer führt.
- Die Versuchsdurchführung wird durch exemplarische, berührungslose Messungen der Oberflächentemperatur zu verschiedenen Zeitpunkten der jeweiligen Versuche begleitet.
- Um Ereignisse während der Versuche zu erkennen, wird die Messdatenerfassung überwacht.
- Vorzeitige Beendigung des Zugschwellversuches bei Über- bzw. Unterschreitung der Lasttoleranzen.
- Beendigung des Zugschwellversuches bei Erreichen des Ablegekriteriums gemäß Kap. 4.5.2 (Bruch der Probe).
- Beendigung des Zugschwellversuches bei Überschreiten des Zeitfestigkeitsbereichs ($N \geq 2 \cdot 10^6$ Schwingspiele).
- Der Ort der Bruchstelle wird bei der Auswertung der Versuchsergebnisse berücksichtigt, Seile mit Einspannbrüchen (Bruch am Verguss oder $\leq 6d$ zum Verguss) werden nicht gewertet.

Abb. 4.8 zeigt schematisch die Belastung der Seilprobe im Einstufenschwingversuch.

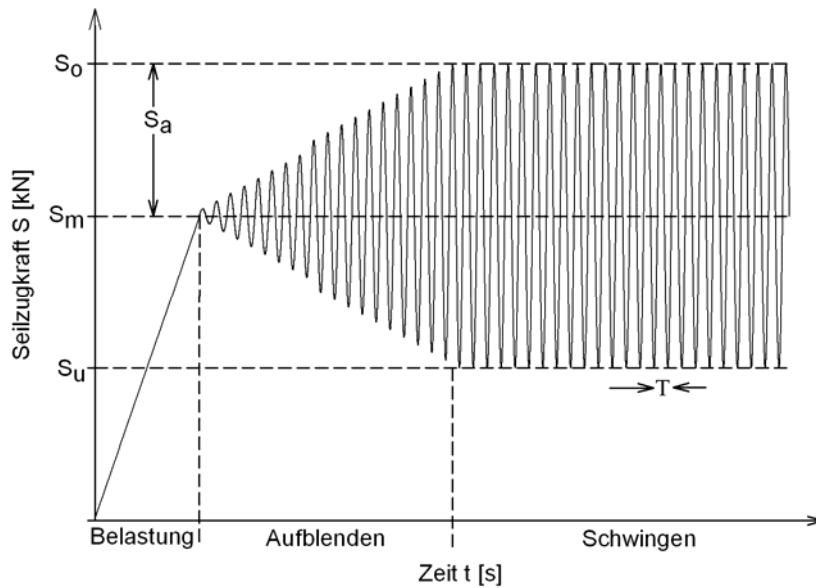


Abb. 4.8: Einstufenschwingversuch¹⁰ (schematisch) mit Mittellast S_m , Amplitude S_a und Periode T

4.7 Zusammenfassung

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen wurden 20 Zugversuche, zwei Versuche zur Bestimmung der Seildrehmomente, sechs Versuche zur Bestimmung der Seilelastizitätsmodule sowie 133 Zugschwellversuche mit einer Gesamtschwingenspielzahl von 116.260.924 Schwingspielen durchgeführt.

Hiervon wurden 14 Zugversuche, sämtliche Versuche zur Bestimmung der Seildrehmomente und Seilelastizitätsmodule sowie 89 Zugschwellversuche mit einer Gesamtschwingenspielzahl von 22.386.584 Schwingspielen für die Auswertung herangezogen.

Alle im Rahmen dieser Forschungsarbeit durchgeführten experimentellen Versuche wurden nach den Vorgaben der entsprechenden Regelwerke oder dem aktuellen Stand der Wissenschaft durchgeführt.

Besonderes Augenmerk wurde auf die einwandfreie Fertigung der Prüfmuster und die exakte Durchführung der Versuche gelegt, um eine höchstmögliche

¹⁰ Bei Versuchsbeginn wird zuerst die Mittellast S_m angefahren. Anschließend erfolgt die dynamische Belastung des Prüflings mit der Schwingweite $2S_a$. Diese wird zu Versuchsbeginn sukzessive gesteigert, dieser Vorgang wird als „Aufblenden“ bezeichnet. Bei den durchgeführten Zugschwellversuchen erfolgte das Anfahren der Mittellast S_m mit einem Kraftanstieg von 2kN/s, das Aufblenden auf $2S_a$ linear innerhalb von 20 Schwingspielen.

Belastbarkeit und Reproduzierbarkeit der Versuchsergebnisse gewährleisten zu können.

Im Zuge der systematisch geplanten und durchgeführten Versuche wurden die einzelnen Belastungsparameter gezielt variiert, um ein umfassendes Kenntnis über deren Relevanz und eine quantitative sowie qualitative Aussagefähigkeit herstellen zu können.

5 Auswertung der experimentellen Versuchsergebnisse

Im folgenden Kapitel wird die lineare Mehrfachregressionsanalyse, welche zur Auswertung der durchgeführten experimentellen Zugschwellversuche verwendet wird, beschrieben sowie die Ergebnisse der im Rahmen der Forschungsarbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen vorgestellt und bewertet.

5.1 Lineare Mehrfachregressionsanalyse

Die von den Seilen in den Zugschwellversuchen erreichten Schwingenspielzahlen bis zum Bruch N werden mittels linearer Mehrfachregressionsanalyse ausgewertet.

Hierbei wird die Zielvariable y anhand mehrerer Kovariablen x_i mit zugehörigen Koeffizienten a_i gemäß folgendem Ansatz bestimmt (vgl. z.B. [34]):

$$y(x_m) = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + \dots a_ix_i \quad (5.1)$$

Die Anzahl i der variierten Einflussparameter wird in einer adäquaten Relation zur Anzahl der berücksichtigten Versuchsergebnisse n gewählt.

Zur Auswertung von Versuchsergebnissen aus Dauerversuchen mit Drahtseilen mittels Regressionsanalyse hat sich die Verwendung logarithmischer Werte (z.B. $y = \lg N$) bewährt [34]:

$$y(x_m) = \lg N = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + \dots a_ix_i \quad (5.2)$$

Feyrer [28] und später Klöpfer [41] wählten zur Auswertung der von ihnen durchgeführten Zugschwellversuche im unverdrehten Zustand folgenden Ansatz:

$$\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{2S_a d_0^2}{d^2 S_0} + a_2 \frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} + a_3 \left(\frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} \right)^2 + a_4 \lg \frac{d}{d_0} \quad (5.3)$$

In der vorliegenden Forschungsarbeit werden die bezogene Schwingweite $2S_a/d^2$, die bezogene Unterlast S_u/d^2 sowie der Verdrehwinkel $\omega = \varphi/l$ systema-

tisch variiert. Die untersuchten Seile weisen sämtlich einen Nenndurchmesser von $d = 12 \text{ mm}$ auf, das Glied zur Berücksichtigung des Durchmesserereinflusses $a_4 \lg(d/d_0)$ entfällt.

Da in dem Regressionsansatz nach Feyrer [28] (Glg. (5.3)) die Verdrehung ω unberücksichtigt bleibt, wird im vorliegenden Fall ein Polynom P_ω noch unbekannter Ausprägung mit einem entsprechenden Koeffizienten b_4 hinzugefügt.

Für die in Kap. 6 durchzuführende Regressionsanalyse der experimentellen Versuchsergebnisse soll somit allgemein formuliert folgender Ansatz gelten:

$$\lg N = b_0 + b_1 \lg \frac{2S_a d_0^2}{d^2 S_0} + b_2 \frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} + b_3 \left(\frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} \right)^2 + b_4 P_\omega \quad (5.4)$$

Die mittlere Schwingenspielzahl bis zum Bruch N ist somit eine Funktion der bezogenen Schwingweite $2S_a/d^2$, der bezogenen unteren Seilzugkraft S_u/d^2 sowie des Verdrehwinkels ω . Die Einheitskraft $S_0 = 1 \text{ N}$ und der Einheitsdurchmesser $d_0 = 1 \text{ mm}$ halten die Gleichung dimensionslos. Die Konstanten b_i ergeben sich aus der Regressionsanalyse.

Zunächst werden mit den Versuchspunkten jedes untersuchten Seils Regressionsrechnungen der Referenzversuche durchgeführt. In einem weiteren Schritt werden alle Versuchsergebnisse einer Seilkonstruktion (unverdreh ($\omega = 0$) und verdreht ($\omega \neq 0$)) zusammengefasst und eine lineare Mehrfachregressionsanalyse gemäß dem noch zu bestimmenden Ansatz nach Glg. (5.4) durchgeführt („globale Auswertemethode“).

Zusätzlich zu dieser Auswertemethode soll die lineare Mehrfachregressionsanalyse gemäß dem noch zu bestimmenden Ansatz nach Glg. (5.4) für die ermittelten experimentellen Versuchsergebnisse bei beiden Seilkonstruktionen für definierte Teilbereiche der Verdrehbereiche jeweils separat durchgeführt werden („sektionale Auswertemethode“).

Der Autor erhofft sich hiervon weiterführende Erkenntnisse hinsichtlich der Anwendbarkeit und Genauigkeit der linearen Mehrfachregressionsanalyse, wie sie seit 1996 [28] in der Seilforschung Anwendung findet, für die hier erstmals untersuchte überlagerte Belastung.

5.2 Versuchsergebnisse Seil A

Im Folgenden werden die Ergebnisse der experimentellen Versuche des Seiles A vorgestellt. Sie sind im Einzelnen im Anhang aufgeführt.

5.2.1 Bruchkraft über ω

5.2.1.1 Mindestbruchkraft F_{\min}

Die Bestimmung der Mindestbruchkraft F_{\min} erfolgt wie in Kap 3.10.1 dargestellt. Sie ergibt sich für Seil A zu

$$F_{\min,8 \times 19} = \frac{Kd^2R_R}{1000} = 100,48 \text{ kN} \quad (5.5)$$

5.2.1.2 Rechnerische Bruchkraft F_r

Die rechnerische Bruchkraft F_r als Produkt aus dem Quadrat des Seildurchmessers d , dem Füllfaktor f sowie der Nennfestigkeit R_0 beträgt für Seil A:

$$F_r = A_m R_0 \frac{1}{1000} = \frac{\pi}{4} d^2 f \frac{R_0}{1000} = 127,3 \text{ kN} \quad (5.6)$$

5.2.1.3 Wirkliche Bruchkraft F_w

Die Bestimmung der wirklichen Bruchkraft F_w erfolgt gemäß den in Kap 3.10.3 definierten Anforderungen sowie den in Kap. 4.2.1, 4.3.3 und 4.6.4 definierten Vorgaben mit einem Kraftanstieg von maximal 0,5 % der Mindestbruchkraft je Sekunde:

$$\Delta F_{\max,8 \times 19} = \frac{F_n - F_{n-1}}{t_n - t_{n-1}} \leq 0,005 \cdot F_{\min,8 \times 19} \cdot \frac{1}{s} = 0,50 \frac{\text{kN}}{\text{s}} \quad (5.7)$$

Die Ergebnisse der Zugversuche an Seil A sind in Tab. 5.4 dargestellt. Hierin bezeichnet $F_{w,\omega}$ die von den einzelnen Prüflingen im Zugversuch erreichte wirkliche Bruchkraft. $\varepsilon_{w,\omega}$ bezeichnet die von den einzelnen Prüflingen im Zugversuch erreichte wirkliche Bruchdehnung.

$\Delta F_{w,\omega}$ und $\Delta \varepsilon_{w,\omega}$ bezeichnen die Änderungen der wirklichen Bruchkraft beziehungsweise der wirklichen Bruchdehnung im Vergleich zum unverdrehten Zustand ($\omega = 0$) in Prozent.

Die wirklich Bruchkraft betrug im unverdrehten Zustand ($\omega = 0$) 114,1 kN (entspricht 100%). Im positiv verdrehten Zustand ($\omega = +360^\circ/100d$) betrug die wirkliche Bruchkraft 113,3 kN (entspricht -0,7% im Vergleich zum unverdrehten Zustand) und im negativ verdrehten Zustand ($\omega = -360^\circ/100d$) betrug die wirklich Bruchkraft 117,8 kN (entspricht +3,3% im Vergleich zum unverdrehten Zustand), siehe Tab. 5.4.

Die Bruchkraft von Seil A hängt folglich nur sehr untergeordnet vom Verdrehungszustand ab. Dies erscheint zunächst erstaunlich, lässt sich jedoch durch das Überschreiten der Fließgrenze der Einzeldrähte im Verlauf des Zugversuches begründen. Bis zum vollständigen Bruch des Seiles überschreiten alle Einzeldrähte unabhängig vom Verdrehungszustand die Fließgrenze. Die Lastumverteilung innerhalb des Seilverbundes übt somit auf die wirkliche Bruchkraft keinen signifikanten Einfluss aus, die Tragfähigkeit des Seiles bleibt auch im verdrehten Zustand nahezu vollständig erhalten.

ω [°/100d]	$F_{w,\omega}$ [kN]	$\Delta F_{w,\omega}$ [%]	$\epsilon_{w,\omega}$ [%]	$\Delta \epsilon_{w,\omega}$ [%]
-360	117,76	103,3	4,74	119,3
-180	117,21	102,8	4,33	108,9
0	114,05	100,0	3,97	100,0
180	114,19	100,1	4,52	113,9
360	113,28	99,3	4,19	105,5

Tab. 5.4: Absolute und relative Bruchkräfte und Dehnungen Seil A im unverdrehten und verdrehten Zustand

Abb. 5.1 bildet die in Tab. 5.4 dargestellten Bruchkräfte über dem Verdrehwinkel ω in Relation zur Bruchkraft im unverdrehten Zustand ab ($\omega = 0$ entspricht $F_{w,\omega}/F_{w,0} = 1,00$). Es wird ersichtlich, dass die Verdrehung auf die Änderung der tatsächlichen Bruchkraft des Seiles nur untergeordneten Einfluss ausübt. Im negativ verdrehten Zustand war eine geringfügige Zunahme der tatsächlichen Bruchkraft feststellbar, im positiv verdrehten Zustand eine geringfügige Abnahme.

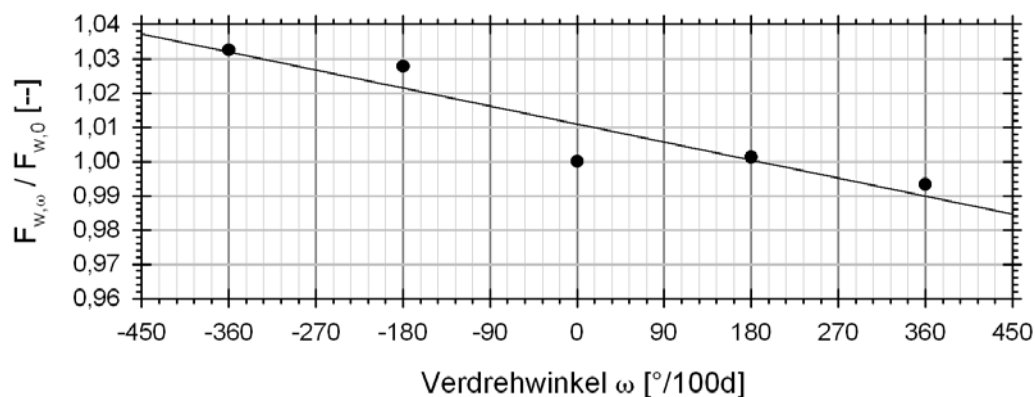


Abb. 5.1: Änderung der Bruchkraft als Funktion der Verdrehung Seil A

Abb. 5.2 zeigt die aufgezeichneten Kraft-Dehnungs-Graphen der durchgeführten Zugversuche. Diese zeigen deutliche Unterschiede der Dehnung von Seil A in Abhängigkeit des Verdrehungszustandes:

- Bei Verdrehwinkeln $-180^\circ/100d < \omega < +180^\circ/100d$ waren keine signifikanten Änderungen der Dehnung feststellbar.
- Bei Verdrehwinkeln $-360^\circ/100d < \omega < -180^\circ/100d$ war eine signifikante Zunahme der Dehnung feststellbar.
- Bei Verdrehwinkeln $+180^\circ/100d < \omega < +360^\circ/100d$ war eine signifikante Abnahme der Dehnung feststellbar.

Die Abnahme der Dehnung bei $+360^\circ/100d$ bzw. die Zunahme bei $-360^\circ/100d$ war in beiden Verdrehrichtungen in Relation zum unverdrehten Zustand ($\omega = 0$) im mittleren Lastbereich etwa identisch ($S = 60$ kN).

Der Seilelastizitätsmodul und das Dehnungsverhalten des Seiles A werden im folgenden Kap. 5.2.3 eingehend untersucht.

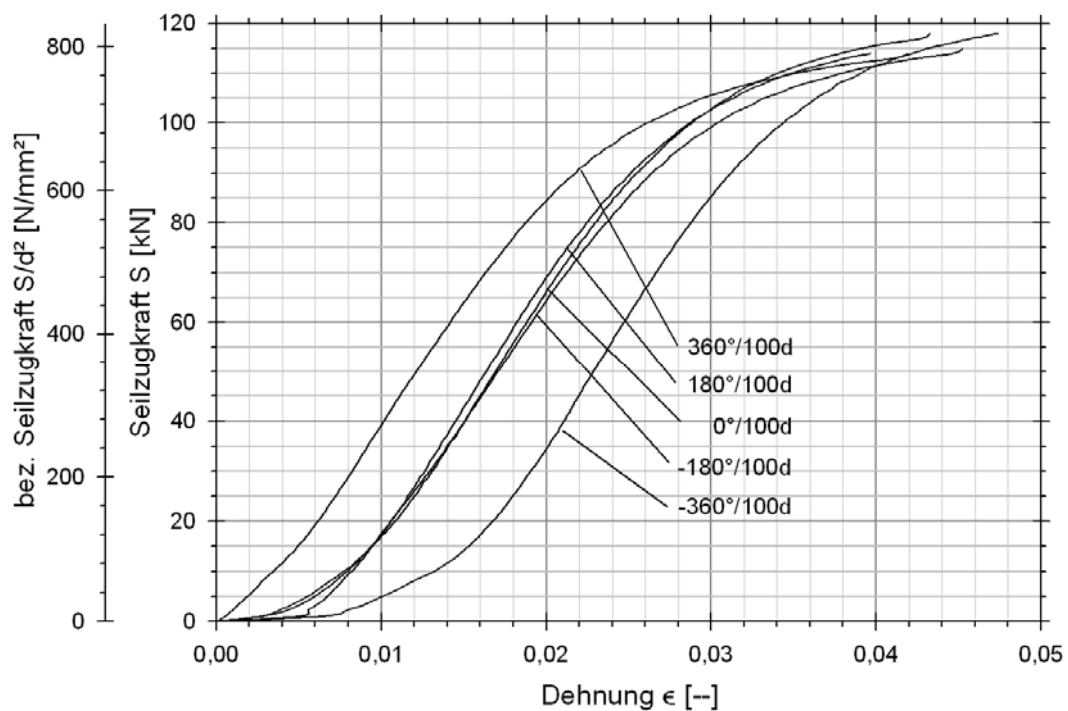


Abb. 5.2: Kraft-Dehnungs-Graphen Seil A

Die Änderung der wirklichen Bruchkraft $\Delta F_{w,\omega}$ wurde mittels Regressionsanalyse ausgewertet mit folgenden linearen Regressionsansätzen:

$$\Delta F_{w,\omega,abs} = F_{w,0} + a_0 \omega \quad [\text{kN}] \quad (5.8)$$

$$\Delta F_{w,\omega,rel} = a_1 + a_2\omega \quad [\%] \quad (5.9)$$

Die Regressionskoeffizienten a_i und die zugehörigen Bestimmtheitsmaße B sind in Tab. 5.5 und Tab. 5.6 dargestellt. Das Bestimmtheitsmaß B weist mit 0,866 eine gute Genauigkeit der gewählten linearen Regressionsansätze aus. Die Änderung der wirklichen Bruchkraft $F_{w,\omega}$ wird als Funktion der Verdrehung ω mit den gewählten Ansätzen mit guter Genauigkeit beschrieben.

$F_{w,0}$ [--]	$a_0 \cdot 10^3$ [--]	B [--]
115,30	-6,656	0,866

Tab. 5.5: Regressionskoeffizienten Bruchkraft Seil A, Ansatz (5.8)

a_1 [--]	$a_2 \cdot 10^5$ [--]	B [--]
1,0109	-5,836	0,866

Tab. 5.6: Regressionskoeffizienten Bruchkraft Seil A, Ansatz (5.9)

5.2.2 Drehmoment über ω

5.2.2.1 Experimentelle Messergebnisse

Mit den bekannten Drehmomentkonstanten c_i aus Glg. (2.8) kann das Drehmoment M eines Seiles für beliebige Verdrehwinkel ω bestimmt werden.

Die Drehmomentkonstanten c_i werden für die untersuchten Seile experimentell aus den M - S/d^2 -Graphen nach der Methode von Feyrer/Schiffner [30] bestimmt.

Das Drehmoment M weist bei Seil A (Litzenseil 8x19) mit steigender Seilzugkraft S im leicht positiv verdrehten Zustand ($\omega = +90^\circ/100d$) eine nahezu lineare Kennlinie auf, siehe Abb. 5.3.

Bei großer positiver Verdrehung des Seiles A ($\omega \geq +90^\circ/100d$) wurde bei geringer Seilzugkraft S eine degressiv nichtlineare Zunahme des Drehmomentes M beobachtet. Im unverdrehten Zustand ($\omega = 0$) sowie bei negativer Verdrehung ($0^\circ \leq \omega \leq -360^\circ/100d$) wurde eine progressiv nichtlineare Zunahme des Drehmomentes M beobachtet.

Laut Feyrer [29] weisen Nichtlinearitäten in der Drehmomentmessung im Fall eines einlagigen Litzenseiles auf ungleiche Lastverteilung zwischen Seileinlage und Außenlitzten hin. Demnach wäre die Lastverteilung zwischen Seileinlage und Litzen im leicht positiv verdrehten Zustand bei $\omega = +90^\circ/100d$ (annähernd lineares Drehmomentverhalten) am gleichmäßigsten, siehe Abb. 5.3.

Theoretisch (siehe Kap. 3) wird die Seileinlage bei weiterer positiver Verdrehung ($\omega \geq +90^\circ/100d$) bei geringer Seilzugkraft zunehmend unterproportional belastet und nimmt ihren proportionalen Lastanteil erst bei weiter ansteigender Seilzugkraft S auf. Eine degressive Zunahme des Drehmomentes M bei geringer Seilzugkraft S wäre die Folge.

Analog werden im unverdrehten Zustand ($\omega = 0$) sowie bei negativer Verdrehung ($\omega \leq 0$) bei geringer Seilzugkraft S die Litzen unterproportional belastet und nehmen ihren jeweils proportionalen Lastanteil erst bei weiter ansteigender Seilzugkraft S auf. Eine progressive Zunahme des Drehmomentes M bei geringer Seilzugkraft S wäre die Folge.

Die bei den experimentellen Messungen aufgezeichneten und in Abb. 5.3 dargestellten Graphen bestätigen dies.

Weiterhin ist auffällig, dass die Drehmomentkennlinien der unterschiedlichen Verdrehungszustände bei Seil A sehr dicht beieinander liegen (vgl. z.B. [29]). Dies weist auf eine sehr geringe Drehsteifigkeit dieses Seiles hin, das Seil ist laut Feyrer „verdrehweich“ [29].

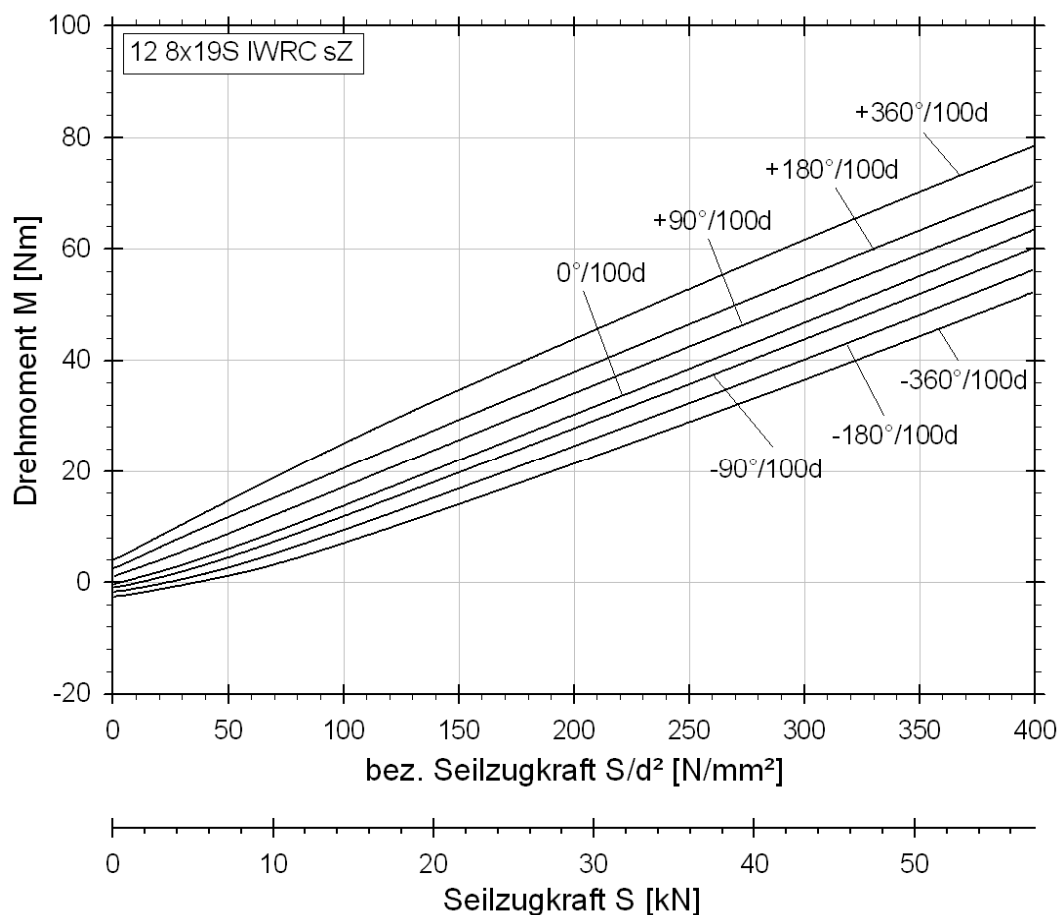


Abb. 5.3: Gemessenes Drehmoment $M(S, \omega)$ Seil A

5.2.2.2 Bestimmung der Drehmomentkonstanten

Zur Bestimmung der Drehmomentkonstanten c_i wird der tatsächliche Seilistdurchmesser d_{ist} herangezogen. S_{max} bezeichnet die maximale Seilzugkraft (hier entsprechend einer bezogenen Seilzugkraft von $S/d^2 = 400 \text{ N/mm}^2$), $M_{\text{max},0}$ das bei S_{max} wirkende Drehmoment im unverdrehten Zustand ($\omega = 0$), $M_{\text{max},\omega}$ entsprechend im verdrehten Zustand bei $\omega = \omega_{\text{max}}$. Die Kennwerte sind in Abb. 5.4 schematisch dargestellt.

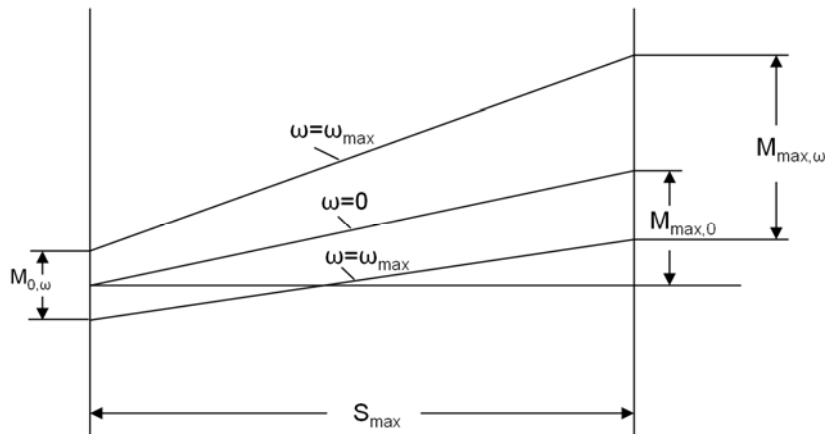


Abb. 5.4: Messgrößen zur Bestimmung der Drehmomentkonstanten

Die Bestimmung der Drehmomentkonstanten c_i (Glg. (2.8)) ergibt sich wie folgt (vgl. [30]):

$$c_1 = \frac{M_{\text{max},0}}{d_{\text{ist}} S_{\text{max}}} \quad (5.10)$$

$$c_2 = \frac{M_{\text{max},\omega} - M_{0,\omega}}{d_{\text{ist}}^2 S_{\text{max}} 2\omega_{\text{max}}} \quad (5.11)$$

$$c_3 = \frac{M_{0,\omega}}{G d_{\text{ist}}^4 2\omega_{\text{max}}} \quad (5.12)$$

Der Seilistdurchmesser d_{ist} wurde durch Messung an fünf Messstellen in jeweils zwei orthogonal aufeinanderliegenden Ebenen ermittelt. Die Bestimmung erfolgte durch Bildung des arithmetischen Mittels.

In Tab. 5.7 sind die erfassten Messwerte Seilistdurchmesser d_{ist} , Drehmomente M_i , Seilzugkraft S , Schubmodul G sowie die Verdrehung ω dargestellt.

d_{ist} [mm]	$M_{\text{max},0}$ [Nmm]	$M_{0,\omega}$ [Nmm]	$M_{\text{max},\omega}$ [Nmm]	S_{max} [N]	G [Nmm ²]	ω_{max} [rad/mm]
12,3	63444	6705	26266	57489	76000	0,00746

Tab. 5.7: Messwerte Drehmomentmessung Seil A

Die Drehmomentkonstanten c_i ergeben sich mit den Glg. (5.10) bis (5.12) und werden den von Feyrer in [29] angegebenen Werten (jeweils Mittelwert und Standardabweichung) gegenübergestellt, Tab. 5.8:

	c_1 [--]	c_2 [--]	$c_3 \cdot 10^3$ [--]
Messung Seil A	0,0897	0,1507	0,26
Feyrer in [29]	$0,095 \pm 0,012$	$0,190 \pm 0,028$	$0,448 \pm 0,080$

Tab. 5.8: Drehmomentkonstanten c_i für Seil A sowie Mittelwerte und Standardabweichungen nach Feyrer [29]

Feyrer gibt in [29] die Mittelwerte und Standardabweichungen der Drehmomentkonstanten c_1 bis c_3 wie in Tab. 5.8 angegeben an.

Die durchgeführten Drehmomentmessungen und Berechnungen mit d_{ist} bestätigen die Konstante c_1 . Die Konstante c_2 ist um etwa 20% geringer als bei Feyrer [29] angegeben. Dies weist auf eine geringe Drehsteifigkeit des Seiles hin; die Drehmomentdifferenz $M_{\text{max},\omega} - M_{0,\omega}$ ist demnach geringer als bei den von Feyrer in [29] durchgeführten Messungen, siehe Glg. (5.11) und Abb. 5.4. Folglich müssen die gemessenen Drehmomentkennlinien recht nah beieinander liegen. Der Vergleich von Abb. 5.3 mit [29] bestätigt dies.

Die Drehmomentkonstante c_3 weicht um etwa 40% nach unten von Feyrers Angabe in [29] ab. Da die Drehmomentkonstante c_3 im Gegensatz zu c_1 und c_2 von der Seilzugkraft unabhängig ist, ist diese Abweichung ebenfalls der geringen Drehsteifigkeit des Seiles zuzuschreiben, siehe Glg. (5.12).

Feyrer gibt in [29] selbst Messungen anderer Autoren an, deren ermittelte Drehmomentkonstante c_3 von seinen Werten stark abweichen ($> 30\%$). So kann beispielsweise Rebel seine Messergebnisse an Dreikantlitzenseilen mit Glg. (2.8) nicht beschreiben, er stellt im Laufe der von ihm durchgeführten Untersuchungen eine eigene Gleichung zur Bestimmung des Drehmomentes auf [59].

Weiterhin ist zu beachten, dass Feyrer in [29] seine Werte mit maximalen Verdrehwinkeln von $\omega = \omega_{\text{max}} = \pm 180^\circ/100d$ ermittelte und hierzu statt des tatsächlichen Seildurchmessers d_{ist} den Seilnenndurchmesser d heranzog. Aus (5.10) bis (5.12) wird ersichtlich, dass sich c_1 bei Verwendung von d_{ist} um den Faktor d/d_{ist} verringert; c_2 und c_3 erfahren entsprechend größere Änderungen.

Auf Grund der präzisen Durchführung der Drehmomentmessungen gemäß den in den Kapiteln 4.2.3, 4.2.4 und 4.6.2 definierten Vorgaben sowie den dargestellten Überlegungen sieht der Autor die durchgeführten Drehmomentmessungen und die für Seil A gefundenen Drehmomentkonstanten als belastbar an.

5.2.3 Seilelastizitätsmodul über ω

Die Messungen der Seilelastizitätsmodule $E_{S,i}$ werden an neuen, nicht vorbelasteten Prüfmustern gemäß den Vorgaben in Kap. 4.6.3 durchgeführt.

5.2.3.1 Experimentelle Messergebnisse

Die Spannungs-Dehnungs-Kurven von Seil A können mit sehr guter Genauigkeit durch Polynome zweiten Grades beschrieben werden. Die Tangentenmodule bei Belastung $E_{t,auf,i}(\sigma,0)$ werden anschließend durch einfache Differentiation dieser Polynome für alle in den Zugschwellversuchen untersuchten S_m/d^2 bei $\omega = 0$, $-\omega_{max}$ sowie $+\omega_{max}$ bestimmt.

Die Tangentenmodule weiterer, nicht explizit ausgewiesener Mittelspannungs- und Verdrehungszustände sind gemäß Glg. (5.13) linear interpolierbar.

$$\frac{S_x}{d^2}(\varepsilon) = \frac{S_0}{d^2} + \frac{\frac{S_1}{d^2} - \frac{S_0}{d^2}}{\varepsilon_1 - \varepsilon_0}(\varepsilon_x - \varepsilon_0) \quad (5.13)$$

In Tab. 5.9 sind die Tangentenmodule $E_{t,auf,i}(\sigma,0)$ für die in den Zugschwellversuchen untersuchten bezogenen Mittellasten S_m/d^2 jeweils für die Verdrehzustände $\omega = 0$, $\omega = -\omega_{max} = -360^\circ/100d$ sowie $\omega = +\omega_{max} = +360^\circ/100d$ dargestellt. Im negativ verdrehten Zustand ($\omega < 0$) fällt der Tangentenmodul von Seil A gegenüber dem unverdrehten Zustand ($\omega = 0$) ab, im positiv verdrehten Zustand ($\omega > 0$) nimmt der Tangentenmodul zu.

Seil A	$-\omega_{max}$	$\omega = 0$	$+\omega_{max}$
$E_{t,auf,i}(100,0)$ [N/mm ²]	33620	41358	42772
$E_{t,auf,i}(150,0)$ [N/mm ²]	37464	45202	46616
$E_{t,auf,i}(200,0)$ [N/mm ²]	42691	50429	51843
$E_{t,auf,i}(250,0)$ [N/mm ²]	46688	54426	55840
$E_{t,auf,i}(300,0)$ [N/mm ²]	52223	59961	61375

Tab. 5.9: Tangentenmodule $E_{t,auf,i}$ für Seil A

Dies deckt sich mit den Beobachtungen der durchgeführten Zugversuche (vgl. Abb. 5.2 in Kap. 5.2.1.3).

5.2.3.2 Auswertung

Abb. 5.5 zeigt die zugehörigen Spannungs-Dehnungs-Graphen, die in Tab. 5.9 angegebenen Werte sind entsprechend mit Punkten markiert.

Der Tangentenmodul des Seiles A (und somit das Dehnungsverhalten) wird durch eine Verdrehung im Rahmen der hier untersuchten Maximalwerte merklich beeinflusst:

- Im Falle einer negativen Verdrehung (Seil aufgedreht) von $-\omega_{\max}$ betrug die Differenz ($E_{t,auf,0} - E_{t,auf,-360}$) lastabhängig etwa 15 - 20 % (das Seil wird „zugweicher“).
- Im Falle einer positiven Verdrehung (Seil zuge dreht) betrug die Differenz ($E_{t,auf,0} - E_{t,auf,+360}$) lastabhängig etwa -2 % (das Seil wird „zugsteifer“).

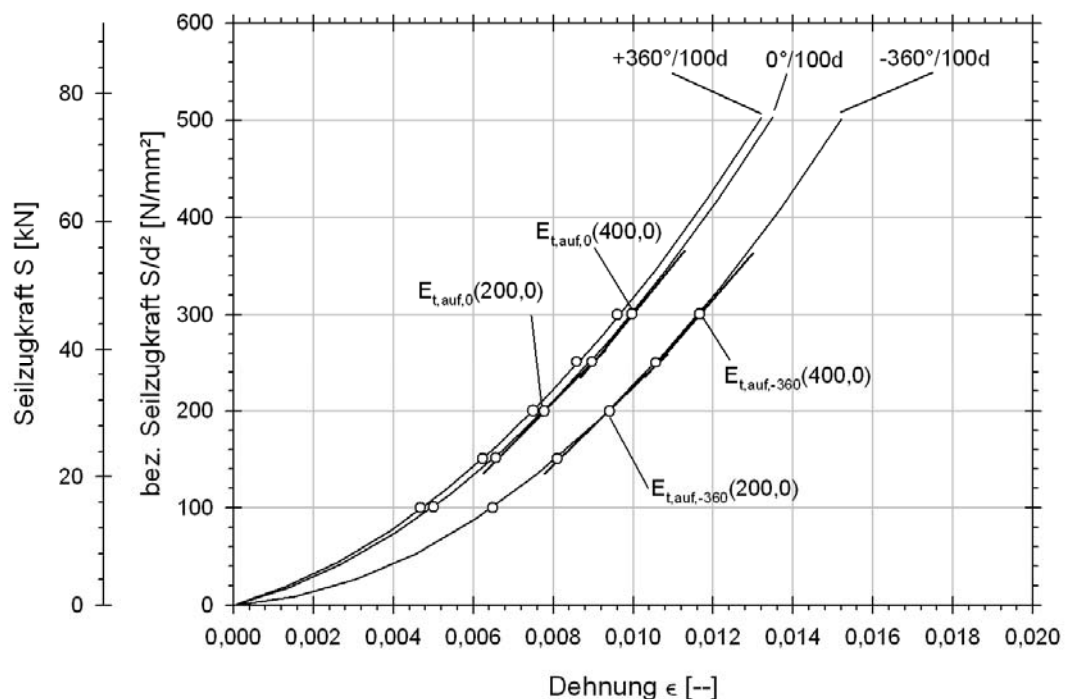


Abb. 5.5: Tangentenmodule $E_{t,auf,i}$ für Seil A

Die Abnahme des Tangentenmoduls im negativ verdrehten Zustand $E_{t,auf,-360}$ kann auf das Zusammenwirken von Kerndraht, Seileinlage und Außenlitzen im Seilverbund zurückgeführt werden.

Bei Litzenseilkonstruktionen sind die Litzen recht locker auf der Seileinlage verseilt [41]. Bei einer negativen Verdrehung des Seiles A erfahren die Litzen

und die Seileinlage auf Grund ihrer jeweiligen Wickelradien eine relative Längung.

Bei Verdrehung des Seiles wird der Kerndraht mitverdrehen. Da er über einen Wickelradius von Null verfügt, erfährt er bei Verdrehung des Seiles lediglich eine geringe Verdrehung und folglich eine vernachlässigbare Längenänderung, vgl. [29].¹¹

Im negativ verdrehten Zustand wird der Kerndraht auf Grund seiner nun (relativ betrachtet) kürzesten Länge bei Lastaufbringung überproportional belastet. Bei weiter ansteigender Seilzugkraft nehmen die Seileinlage und die Litzen ihre jeweiligen proportionalen Lastanteile erst bei einer größeren Seilzugkraft auf als im unverdrehten Zustand. Der Tangentenmodul nimmt ab.

Auf Grund der näherungsweise konstanten Länge des Kerndrahtes behält das Seil im negativ verdrehten Zustand bei Durchführung der Messung des Seil-
elastizitätsmoduls seine Ausgangslänge bei.

Die geringe Zunahme des Tangentenmoduls im positiv verdrehten Zustand $E_{t,auf,+360}$ kann entsprechend darauf zurück geführt werden, dass die Litzen in diesem Zustand bereits bei geringerer Seilzugkraft den ihnen zugeordneten proportionalen Teil der Last aufnehmen, als dies bei $\omega = 0$ der Fall ist.

Die für die untersuchten bezogenen Schwingweiten $2S_a/d^2$ angegebenen Tangentenmodule beschreiben das Dehnverhalten des Seiles A folglich mit guter Genauigkeit.

5.2.4 Lebensdauer unter Zugschwellbelastung über ω

5.2.4.1 Experimentelle Messergebnisse

Bei Durchführung der Zugschwellversuche zeigte sich, dass die Prüfmuster, welche mit einer bezogenen Schwingweite von $2S_a/d^2 = 100 \text{ N/mm}^2$ geprüft wurden, den Zeitfestigkeitsbereich ($N = 2 \cdot 10^6$) ohne messbare Schädigung überstanden. Folglich wurde die bezogene Schwingweite um 50 N/mm^2 von $2S_a/d^2 = 100 \text{ N/mm}^2$ auf $2S_a/d^2 = 150 \text{ N/mm}^2$ angehoben, um verwertbare Ergebnisse zu erzielen.

¹¹ Bei einer Verdrehung des Seiles A ($d = 12 \text{ mm}$, $l_0 = 68,4 \text{ mm}$) um $\omega = \pm 360^\circ/100d$ erfährt der Kerndraht ($d_{10} = 1,0 \text{ mm}$) ebenfalls eine Verdrehung von $\omega = \pm 360^\circ/100d$. Dies entspricht einer Verdrehung von $\omega = \pm 21^\circ/100d_{10}$.

Die experimentellen Versuchsergebnisse der Zugschwellversuche von Seil A sind in den Abb. 5.6 bis Abb. 5.8 dargestellt.

Abb. 5.6 zeigt die experimentellen Prüfergebnisse für die bezogene Schwingweite $2S_a/d^2 = 150 \text{ N/mm}^2$. Die Prüfmuster, welche mit bezogenen Unterlasten $S_u/d^2 = 100 \text{ N/mm}^2$ sowie 200 N/mm^2 geprüft wurden, ertrugen den Zeitfestigkeitsbereich ohne messbare Schädigung. Bei dieser Schwingweite wurde bei negativer Verdrehung des Seiles ($\omega = -180^\circ/100d$) und einer bezogenen Unterlast $S_u/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$ eine signifikante Zunahme der Seillebensdauer festgestellt.

Aus Mangel an Prüfmustern wurde bei dieser Schwingweite auf Zugschwellversuche mit den Verdrehwinkeln $\omega = \pm 360^\circ/100d$ verzichtet, vergleiche Abb. 4.6 mit Abb. 5.6.

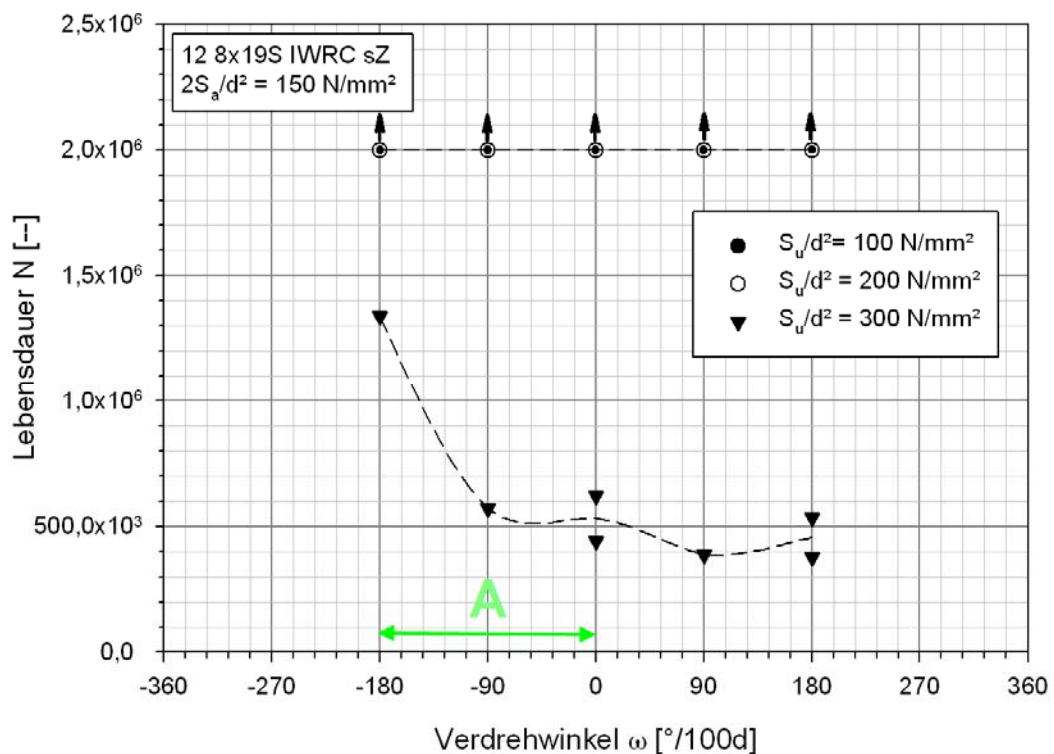


Abb. 5.6: Lebensdauer Seil A bei $2S_a/d^2 = 150 \text{ N/mm}^2$

Abb. 5.7 zeigt die experimentellen Prüfergebnisse für die bezogene Schwingweite $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$. Bei allen Prüflingen, die mit dieser bezogenen Schwingweite sowie den bezogenen Unterlasten $S_u/d^2 = 100, 200, 300 \text{ N/mm}^2$ geprüft wurden, waren bei Verdrehung des Seiles in beiden Verdrehrichtungen Lebensdauerzunahmen zu beobachten.

Diese Lebensdauerzunahmen scheinen bei geringen Verdrehwinkeln am größten und bei weiterer Verdrehung des Seiles in die jeweilige Verdrehrichtung

geringer zu sein. Bemerkenswerterweise führte eine Verdrehung in den untersuchten Grenzen bei diesen Schwingweiten und Unterlasten regelmäßig zu einer Lebensdauerzunahme.

Weiterhin scheint die relative Lebensdauerzunahme als Folge einer Verdrehung lastabhängig zu sein. Zur Validierung der Prüfergebnisse wurden bei bezogener Unterlast $S_u/d^2 = 100 \text{ N/mm}^2$ neben den gemäß Tab. 4.3 definierten Verdrehwinkeln zusätzlich die Verdrehwinkel $\omega = \pm 45^\circ/100d$ geprüft. Die hierbei gewonnen Ergebnisse stützen die Versuchsergebnisse zusätzlich, siehe Abb. 5.7.

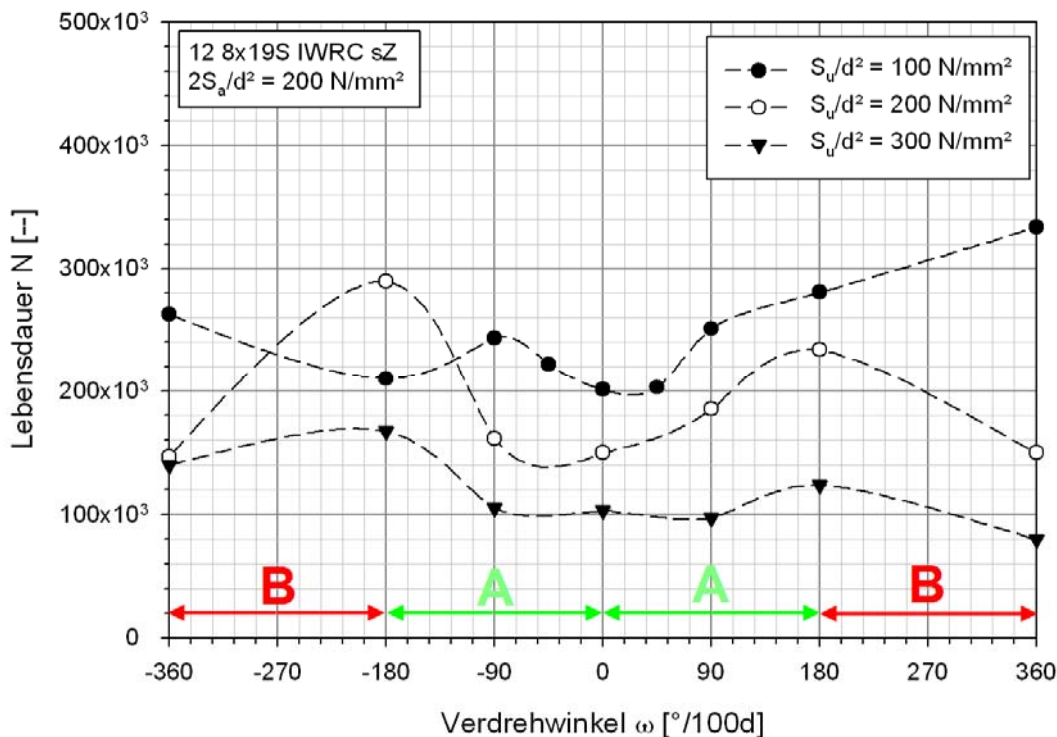


Abb. 5.7: Lebensdauer Seil A bei $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$

Bei einer bezogenen Schwingweite von $2S_a/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$ wurden die Verdrehwinkel $\omega = \pm 360^\circ/100d$ bei einer bezogenen Unterlast von $S_u/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$ nicht abgeprüft, vgl. Abb. 5.8 mit Tab. 4.3.

Die zu diesem Zeitpunkt vorliegenden Prüfergebnisse (siehe die Abb. 5.6 und Abb. 5.7) bei kleineren Verdrehwinkeln sowie die in Abb. 5.8 dargestellten Prüfergebnisse lassen vermuten, dass eine Verdrehung des Seiles in den definierten Grenzen ($-\omega_{\max} < \omega < +\omega_{\max}$) bei einer bezogenen Schwingweite von $2S_a/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$ lediglich einen stark untergeordneten Einfluss auf die zu erzielende Lebensdauer hat. Die durchgehend sehr niedrigen Schwingspielzahlen bis zum Bruch der Proben stützen diese Vermutung.

Aus diesem Grund wurde bei der bezogenen Schwingweite von $2S_a/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$ sowie der bezogenen Unterlast von $S_u/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$

lediglich ein einzelner Versuch im unverdrehten Zustand ($\omega = 0$) durchgeführt, siehe Abb. 5.8. Die hierbei erzielte Schwingspielzahl stützt die Beobachtungen des Autors der vorherigen Testreihen sowie die Feststellung von Klöpfer [41], wonach eine zunehmende Schwingweite $2S_a/d^2$ eine geringere Lebensdauer N zur Folge hat.

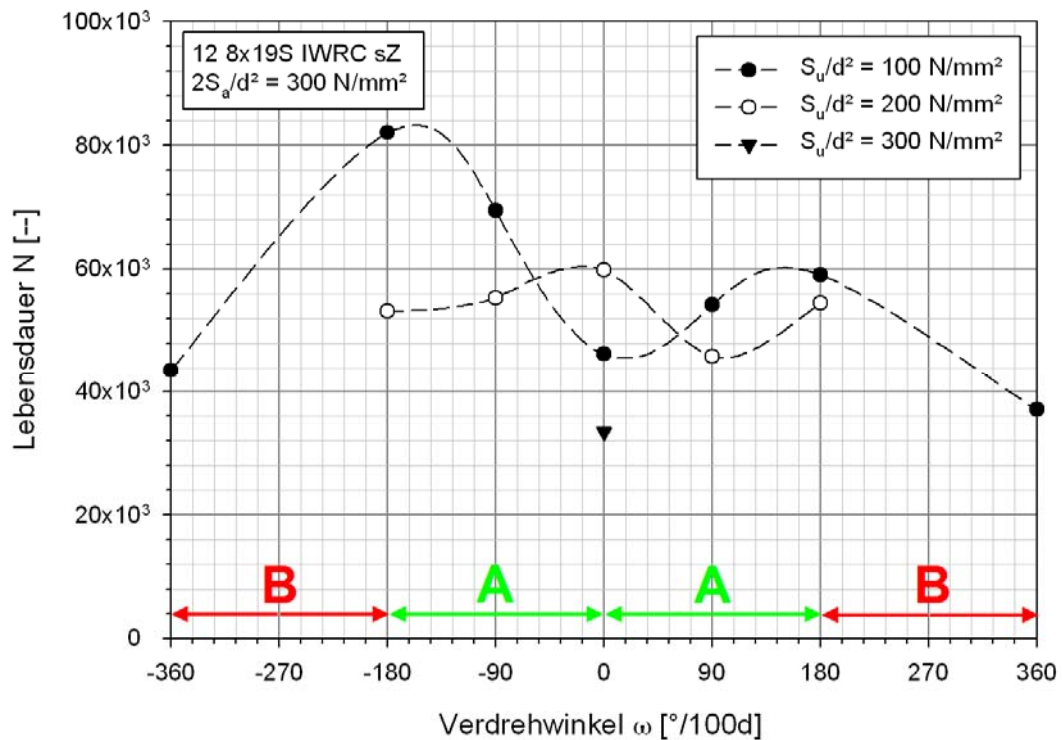


Abb. 5.8: Lebensdauer Seil A bei $2S_a/d^2 = 300$ N/mm 2

Generell ist festzustellen:

- Die experimentellen Versuchsergebnisse der Zugschwellversuche stützen sich gegenseitig,
- die zusätzlich durchgeführten Zugschwellversuche stützen die bisherigen Ergebnisse,
- die Beobachtungen von Klöpfer in [41] wurden bestätigt.

Vor diesem Hintergrund sieht der Autor die experimentellen Ergebnisse als belastbar an.

5.2.4.2 Auswertung

Abb. 5.9 zeigt die mittlere Dehnung der Prüfmuster in den mit einer bezogenen Schwingweite von $2S_a/d^2 = 200$ N/mm 2 und bezogenen Unterlasten von

$S_u/d^2 = 100, 200, 300 \text{ N/mm}^2$ durchgeführten Zugschwellversuchen für die Verdrehungszustände $\omega = \pm\omega_{\max} = \pm 360^\circ/100d$ über der Lebensdauer.

Bei den durchgeführten Zugschwellversuchen mit negativer Verdrehung (Aufdrehen) war eine höhere Dehnung der Prüflinge über der Seillebensdauer messbar als bei den Versuchen mit positiver Verdrehung (Zudrehen), siehe Abb. 5.9.¹² Wie bereits in Kap. 5.2.3 dargelegt, bewirkt eine negative Verdrehung (Aufdrehen) des Seiles eine Reduktion des Tangentenmoduls $E_{T,\text{auf},i}$ bei konstanter Ausgangslänge (bei vernachlässigbarer Längung des Kerndrahtes, da kein Wickelradius).

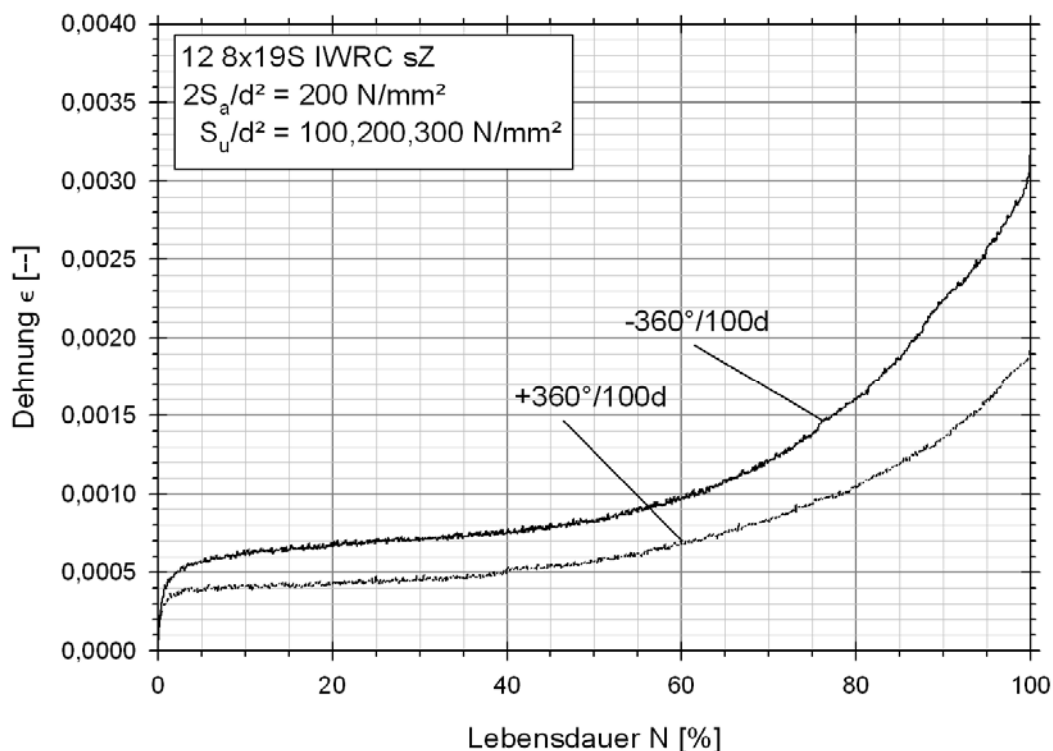


Abb. 5.9: Seildehnung über Lebensdauer Seil A

Das in den Zugschwellversuchen beobachtete Dehnungsverhalten der Prüflinge über der Lebensdauer korreliert mit der im Zugschwellversuch zu erwartenden

¹² In diese Auswertung einbezogenen Versuche:

LZ35: $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, $S_u/d^2 = 100 \text{ N/mm}^2$, $\omega = +\omega_{\max} = +360^\circ/100d$

LZ36: $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, $S_u/d^2 = 100 \text{ N/mm}^2$, $\omega = -\omega_{\max} = -360^\circ/100d$

LZ37: $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, $S_u/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, $\omega = -\omega_{\max} = -360^\circ/100d$

LZ38: $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, $S_u/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, $\omega = +\omega_{\max} = +360^\circ/100d$

LZ39: $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, $S_u/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$, $\omega = -\omega_{\max} = -360^\circ/100d$

LZ40: $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, $S_u/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$, $\omega = +\omega_{\max} = +360^\circ/100d$

Drahtbruchentwicklung. Diese ist beispielsweise über eine Normalverteilung oder Poissonverteilung abbildbar [29,41,61,66]. Einzelne Drahtbrüche waren auf Grund der hohen Drahtzahl bei Seil A ($z = 201$) aus der Dehnungsmessung nicht erfassbar.

Die Auswertung der experimentellen Ergebnisse der durchgeführten Zug-schwellversuche mittels multipler linearer Mehrfachregression erfolgt in Kap. 6.

5.3 Versuchsergebnisse Seil B

Im Folgenden werden die Ergebnisse der experimentellen Versuche des Seiles B vorgestellt. Sie sind im Einzelnen im Anhang aufgeführt.

5.3.1 Bruchkraft über ω

5.3.1.1 Mindestbruchkraft F_{\min}

Die Bestimmung der Mindestbruchkraft F_{\min} erfolgt wie in Kap 3.10.1 dargestellt. Sie ergibt sich für Seil B zu

$$F_{\min,1x19} = \frac{Kd^2R_R}{1000} = 134,1 \text{ kN} \quad (5.14)$$

5.3.1.2 Rechnerische Bruchkraft F_r

Die rechnerische Bruchkraft F_r beträgt analog zu Kap. 5.2.1.2:

$$F_r = A_m R_0 \frac{1}{1000} = \frac{\pi}{4} d^2 f \frac{R_0}{1000} = 152,1 \text{ kN} \quad (5.15)$$

5.3.1.3 Wirkliche Bruchkraft F_w

Die Bestimmung der wirklichen Bruchkraft F_w erfolgt gemäß den in Kap 3.10.3 definierten Anforderungen sowie den in Kap. 4.2.1, 4.3.3 und 4.6.4 definierten Vorgaben mit einem Kraftanstieg von maximal 0,5 % der Mindestbruchkraft $F_{\min,1x19}$ je Sekunde:

$$\Delta F_{\max,1x19} = \frac{F_n - F_{n-1}}{t_n - t_{n-1}} \leq 0,005 \cdot F_{\min,1x19} \cdot \frac{1}{s} = 0,67 \frac{\text{kN}}{\text{s}} \quad (5.16)$$

Die Ergebnisse der Zugversuche an Seil B sind in Tab. 5.10 dargestellt. Hierin bezeichnet $F_{w,\omega}$ die von den einzelnen Prüflingen im Zugversuch erreichte wirk-

liche Bruchkraft. $\epsilon_{w,\omega}$ bezeichnet die von den einzelnen Prüflingen im Zugversuch erreichte wirkliche Bruchdehnung.

$\Delta F_{w,\omega}$ und $\Delta \epsilon_{w,\omega}$ bezeichnen die Änderungen der wirklichen Bruchkraft beziehungsweise der wirklichen Bruchdehnung im Vergleich zum unverdrehten Zustand ($\omega = 0$) in Prozent.

Die Bruchkraft von Seil B hängt (wie bei Seil A) nur sehr untergeordnet vom Verdrehungszustand ab. Dies lässt sich ebenfalls mit dem Überschreiten der Fließgrenze der Einzeldrähte im Verlauf des Zugversuches begründen (vgl. Kap. 5.2.1.3 beziehungsweise Tab. 5.4 mit Tab. 5.10).

Bis zum Bruch des Seiles überschreiten alle Einzeldrähte unabhängig vom Verdrehungszustand die Fließgrenze. Die Lastumverteilung innerhalb des Seilverbundes übt auch bei Seil B auf die wirkliche Bruchkraft keinen signifikanten Einfluss aus, die Tragfähigkeit des Seiles bleibt auch im verdrehten Zustand nahezu vollständig erhalten.

ω [°/100d]	$F_{w,\omega}$ [kN]	$\Delta F_{w,\omega}$ [%]	$\epsilon_{w,\omega}$ [%]	$\Delta \epsilon_{w,\omega}$ [%]
-180	159,13	100,6	4,27	96,8
-90	158,59	100,2	3,92	88,9
0	158,25	100,0	4,41	100,0
+90	157,79	99,7	3,85	87,3
+180	157,05	99,2	4,18	94,7

Tab. 5.10: Absolute und relative Bruchkräfte und Dehnungen Seil B

Abb. 5.10 zeigt die Bruchkraftänderung als Funktion der Verdrehung. Abb. 5.11 zeigt die während der durchgeführten experimentellen Versuche aufgezeichneten Kraft-Dehnungs-Graphen von Seil B. Diese zeigen deutliche Unterschiede des Seilelastizitätsmoduls in Abhängigkeit des Verdrehungszustandes. Seil B wies im unverdrehten Zustand ($\omega = 0$) den geringsten Seilelastizitätsmodul auf. Bei Verdrehung des Seiles waren in beiden Verdrehrichtungen Zunahmen des Seilelastizitätsmoduls festzustellen, siehe Abb. 5.11.

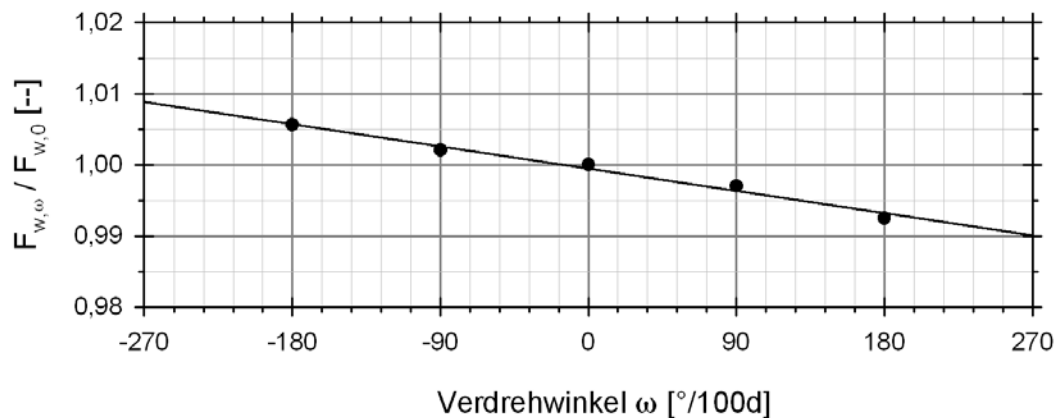


Abb. 5.10: Änderung der Bruchkraft als Funktion der Verdrehung

Diese Beobachtung kann mit der Lastumverteilung zwischen erster und zweiter Drahtlage bei Verdrehung des Seiles B begründet werden. Die beiden Drahtlagen weisen unterschiedliche Schlagrichtung auf. Bei Verdrehung des Seiles wird somit stets eine der beiden Lagen positiv verdreht (zugedreht). Dies führt zwangsweise zu einer Erhöhung des Seilelastizitätsmoduls im Vergleich zum unverdrehten Zustand, da die Drähte der jeweils positiv verdrehten Lage bereits bei geringerer Seilzugkraft überproportionale Lastanteile aufnehmen. Seil B unterscheidet sich hier signifikant von Seil A (vgl. Kap. 5.2.1.3).

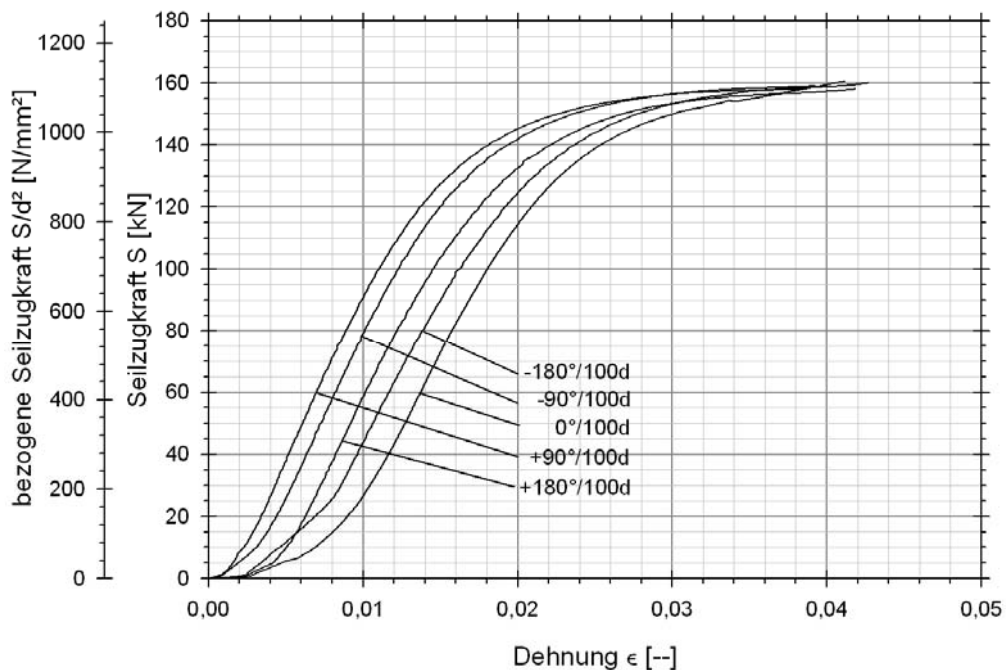


Abb. 5.11: Kraft-Dehnungs-Graphen Seil B

Die Änderung der wirklichen Bruchkraft $F_w(\omega)$ wurde mittels Regressionsanalyse ausgewertet mit den linearen Ansätzen (5.17) und (5.18) (vgl. Kap. 5.2.1.3):

$$\Delta F_{w,\omega,abs} = F_{w,0} + a_0 \omega \quad [\text{kN}] \quad (5.17)$$

$$\Delta F_{w,\omega,rel} = a_1 + a_2 \omega \quad [\%] \quad (5.18)$$

Die Regressionskoeffizienten a_i und die zugehörigen Bestimmtheitsmaße B sind in Tab. 5.11 und Tab. 5.12 dargestellt.

Das Bestimmtheitsmaß B weist mit 0,984 eine sehr gute Genauigkeit der gewählten linearen Regressionsansätze aus. Die Änderung der wirklichen Bruchkraft $F_{w,\omega}$ wird als Funktion der Verdrehung ω mit den gewählten Ansätzen mit sehr guter Genauigkeit beschrieben.

$F_{w,0}$ [--]	$a_0 \cdot 10^3$ [--]	B [--]
158,20	-5,509	0,984

Tab. 5.11: Regressionskoeffizienten Bruchkraft Seil A, Ansatz (5.17)

a_1 [--]	$a_2 \cdot 10^5$ [--]	B [--]
99,94	-3,745	0,984

Tab. 5.12: Regressionskoeffizienten Bruchkraft Seil B, Ansatz (5.18)

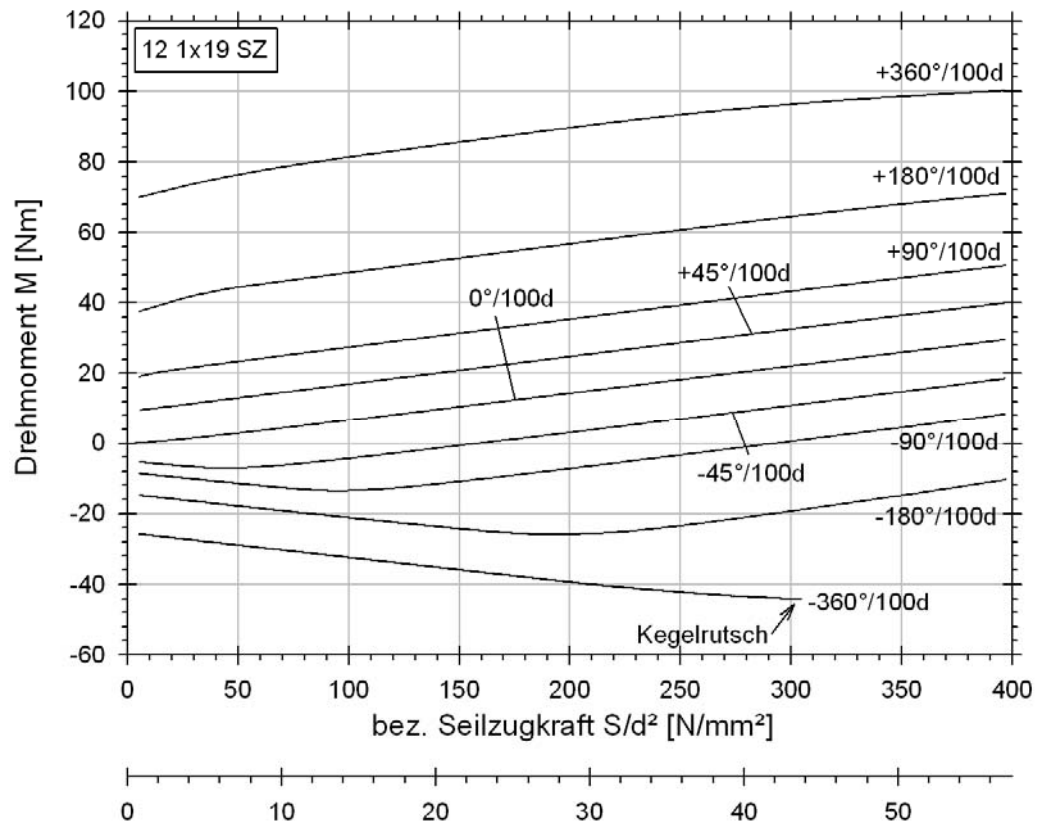
5.3.2 Drehmoment über ω

5.3.2.1 Experimentelle Messergebnisse

Abb. 5.12 zeigt die gemessenen Kraft-Drehmoment-Kurven von Seil B für die untersuchten Verdrehwinkel ω . Die Messung bei $-\omega_{\max} = -360^\circ/100d$ wurde auf Grund Rutschens des Vergusskegels in der Seilhülse bei $S/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$ vorzeitig beendet.

Bei Seil B war lediglich im unverdrehten Zustand und im geringfügig positiv verdrehten Zustand ($\omega = +45^\circ/100d$) ein näherungsweise linearer Zusammenhang feststellbar. Mit zunehmender Verdrehung werden die Drahtlagen auf Grund ihrer unterschiedlichen Schlagrichtung sehr ungleichmäßig belastet, die Drähte der jeweils negativ verdrehten Drahtlage tragen wegen der mit der Verdrehung einhergehenden Längung bei geringer Seilzugkraft nicht bzw. nur einen unterproportionalen Lastanteil.

Die Abstände der Drehmomentkennlinien sind im Vergleich zu Seil A groß. Dies weist nach Feyrer [29] auf eine große Verdrehsteifigkeit von Seil B hin.

Abb. 5.12: Gemessenes Drehmoment $M(S, \omega)$ Seil B

5.3.2.2 Bestimmung der Drehmomentkonstanten

Die Bestimmung der Drehmomentkonstanten c_i und des Seilistdurchmessers d_{ist} erfolgte analog zu Kapitel 5.2.2 mit den Glg. (5.10) bis (5.12). Tab. 5.13 enthält die Messwerte, Tab. 5.14 die Drehmomentkonstanten c_i :

d_{ist} [mm]	$M_{\text{max},0}$ [Nmm]	$M_{0,\omega}$ [Nmm]	$M_{\text{max},\omega}$ [Nmm]	S_{max} [Nmm]	G [Nmm ²]	ω_{max} [rad/mm]
12,4	29599	114112	125896	57129	76000	0,00746

Tab. 5.13: Messwerte Drehmomentmessung Seil B

c_1 [--]	c_2 [--]	$c_3 \cdot 10^3$ [--]
0,04178	0,08994	4,26

Tab. 5.14: Drehmomentkonstanten c_i für Seil B

Die Drehmomentkonstante c_3 ist mit $4,26 \cdot 10^{-3}$ etwa 16-mal so groß wie bei Seil A (Seil A: $c_3 = 0,26 \cdot 10^{-3}$). Dies weist wie bereits oben dargelegt auf die große Drehsteifigkeit von Seil B in Relation zu Seil A hin [29].

Man beachte die Ordinatenkalierungen von Abb. 5.3 und Abb. 5.12.

5.3.3 Seilelastizitätsmodul über ω

5.3.3.1 Experimentelle Messergebnisse

Die Bestimmung der Tangentenmodule von Seil B erfolgt analog zu Seil A, siehe Kap. 5.2.3.1. Tab. 5.15 enthält die Tangentenmodule $E_{t,auf,i}(\sigma,0)$ der in den Zugschwellversuchen untersuchten bezogenen Mittellasten S_m/d^2 und Verdrehungszustände $\omega = 0$, $\omega = -\omega_{max} = -360^\circ/100d$ sowie $\omega = +\omega_{max} = +360^\circ/100d$.

Die Spannungs-Dehnungs-Kurven von Seil B können ebenfalls mit sehr guter Genauigkeit durch Polynome zweiten Grades beschrieben werden. Die Tangentenmodule bei Belastung $E_{t,auf,i}(\sigma,0)$ werden durch einfache Differentiation dieser Polynome für alle untersuchten S_m/d^2 bei $\omega = 0$, $-\omega_{max}$ sowie $+\omega_{max}$ bestimmt.

Seil B	$-\omega_{max}$	$\omega = 0$	$+\omega_{max}$
$E_{t,auf,i}(100,0)$ [N/mm ²]	36995	72111	62541
$E_{t,auf,i}(150,0)$ [N/mm ²]	45067	88254	78684
$E_{t,auf,i}(200,0)$ [N/mm ²]	50832	99785	90215
$E_{t,auf,i}(250,0)$ [N/mm ²]	55444	109010	99440
$E_{t,auf,i}(300,0)$ [N/mm ²]	59365	116851	107281

Tab. 5.15: Tangentenmodule $E_{t,auf,i}$ für Seil B

5.3.3.2 Auswertung

Abb. 5.13 zeigt die Spannungs-Dehnungs-Graphen von Seil B für die Verdrehungszustände $\omega = 0$, $\omega = -\omega_{max} = -360^\circ/100d$ sowie $\omega = +\omega_{max} = +360^\circ/100d$.

Der Tangentenmodul von Seil B ändert sich signifikant als Funktion der Verdrehung. Bei positiver Verdrehung nimmt der Tangentenmodul um 9 - 13 % ab, bei negativer Verdrehung nimmt der Tangentenmodul bis - 50 % ab.

Die Erklärung der Abnahme des Tangentenmoduls bei Verdrehung des Seiles B ist analog zur Betrachtung von Seil A in der Seilstruktur des Seiles B selbst zu suchen.

- Bei idealisierter Betrachtung wird der Tangentenmodul bei $\omega = 0$ theoretisch maximal. Bei negativer Verdrehung führt die Lockerung der äußeren Drahtlage nicht nur zu einer Lockerung des Seilverbundes und der damit einhergehenden Lastumverteilung zwischen den verschiedenen Drahtlagen. Auf

Grund der geringeren Anzahl an Einzeldrähten weist die im negativ verdrehten Zustand positiv verdrehte und somit überproportional belastete erste Drahtlage auf Grund des hieraus resultierenden geringeren tragenden metallischen Querschnitts bei gleicher Belastung eine größere Drahtspannung, somit größere Dehnung und folglich einen geringeren Tangentenmodul auf.

- Bei positiver Verdrehung ist dieses Verhalten ebenfalls zu beobachten. Die größere Anzahl der Drähte in der Außenlage bewirkt hier jedoch eine entsprechend geringere Verkleinerung des Tangentenmoduls.

Die Änderung des Tangentenmoduls eines Spiralseiles durch Verdrehung ist demnach abhängig von dem Verhältnis der tragenden Querschnitte der einzelnen Drahtlagen in den jeweiligen Schlagrichtungen.

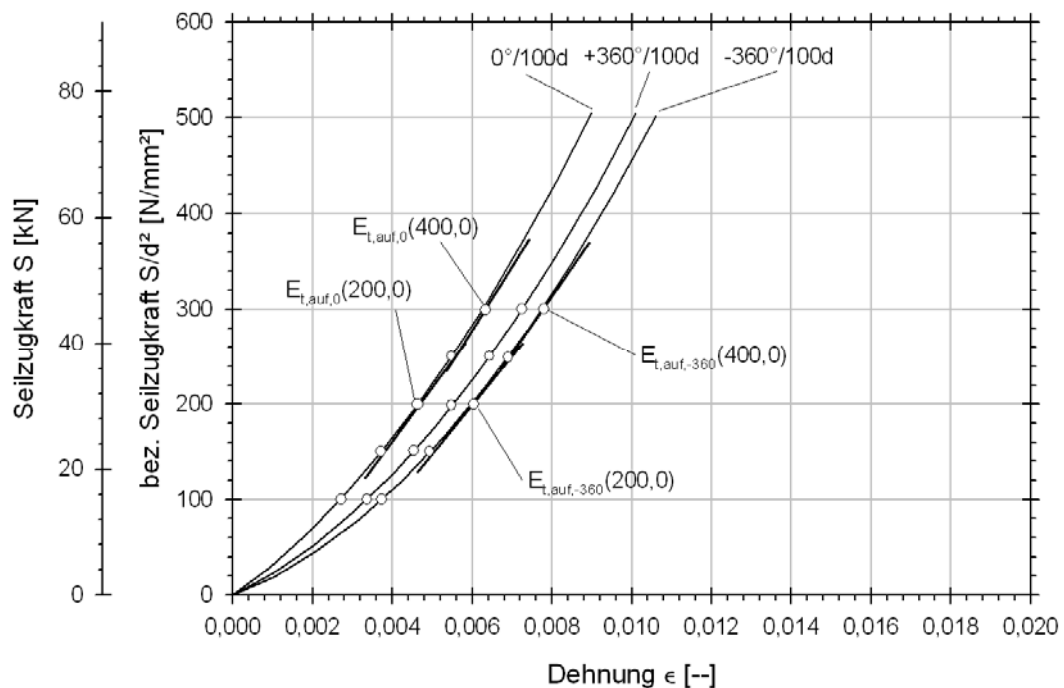


Abb. 5.13: Tangentenmodule $E_{t,auf,i}$ für Seil B

Diese Betrachtungsweise könnte theoretisch in ähnlicher Weise auf Spiralfundlitzenseile zutreffen. Hier wäre die Verdrehung der einzelnen Litzen zusätzlich entsprechend zu berücksichtigen. Dies wurde in der vorliegenden Arbeit nicht untersucht und müsste durch entsprechende experimentelle Untersuchungen bewiesen werden (siehe auch Kap. 10.3, „Ansätze für weiterführende Untersuchungen“).

5.3.4 Lebensdauer unter Zugschwellbelastung über ω

5.3.4.1 Experimentelle Messergebnisse

Die Prüfmuster, welche mit einer bezogenen Schwingweite von $2S_a/d^2 = 100 \text{ N/mm}^2$ und 150 N/mm^2 geprüft wurden, erreichten bei allen untersuchten Verdrehungszuständen $-180^\circ/100d < \omega < +180^\circ/100d$ den Dauerfestigkeitsbereich ($N = 2 \cdot 10^6$). Dementsprechend wurden die bezogenen Schwingweiten auf $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, 250 N/mm^2 sowie 300 N/mm^2 angehoben, um verwertbare Ergebnisse zu erzielen.

Die experimentellen Versuchsergebnisse der Zugschwellversuche von Seil B sind in den Abb. 5.14 bis Abb. 5.16 dargestellt.

Abb. 5.14 zeigt die experimentellen Prüfergebnisse für die bezogene Schwingweite $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$. Es ist erkennbar, dass die Prüfmuster, welche mit bezogenen Unterlasten $S_u/d^2 = 100 \text{ N/mm}^2$ sowie 200 N/mm^2 geprüft wurden, den Zeitfestigkeitsbereich ($N = 2 \cdot 10^6$) bei sämtlichen untersuchten Verdrehungszuständen $-180^\circ/100d < \omega < +180^\circ/100d$ erreichten. Die Versuche wurden nach $N = 2 \cdot 10^6$ Schwingspielen ohne Bruch der Prüflinge beendet.

Bei einer bezogenen Schwingweite von $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$ sowie einer bezogenen Unterlast von $S_u/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$ erreichte Seil B im unverdrehten Zustand ($\omega = 0$) ebenfalls den Dauerfestigkeitsbereich ($N = 2 \cdot 10^6$).

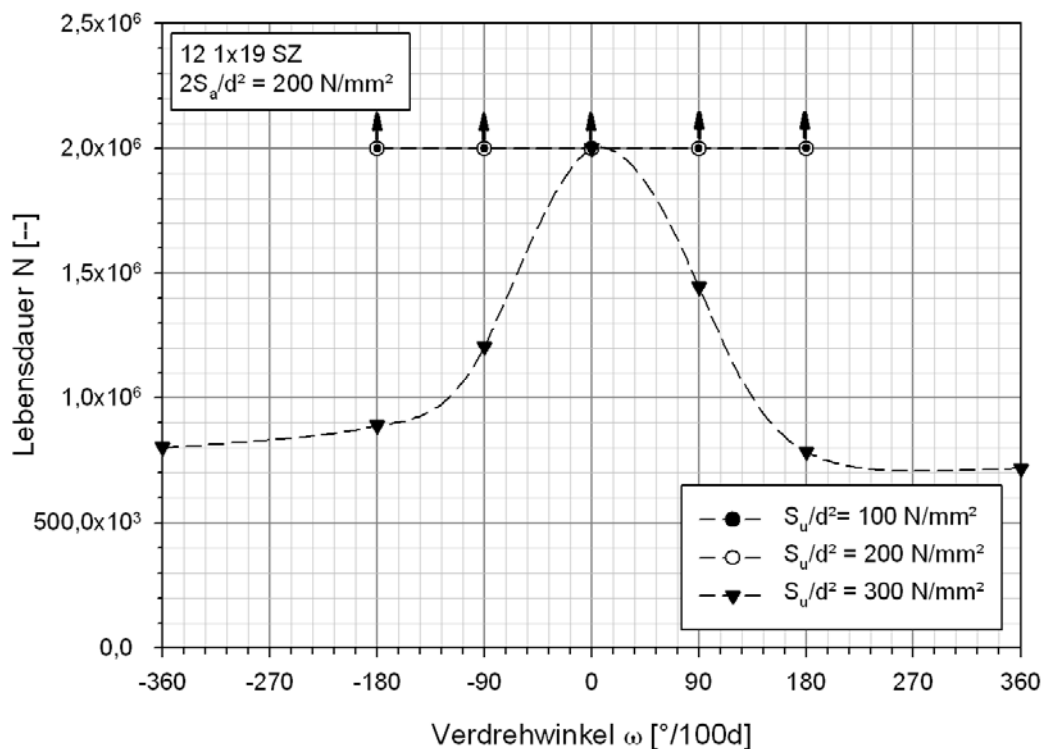


Abb. 5.14: Lebensdauer Seil B bei $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$

Bei Verdrehung des Seiles wurden in beiden Verdrehrichtungen starke Lebensdauerabfälle beobachtet, ebenfalls Abb. 5.14. Es wurden ergänzende Prüfungen mit $\omega = \pm 360^\circ/100d$ durchgeführt. Diese führten in beiden Verdrehrichtungen zu einem weiteren, jedoch geringeren Abfall der Lebensdauer. Folglich war der relative Lebensdauerabfall bei Seil B (ebenfalls in beiden Verdrehrichtungen) im Bereich $0^\circ/100d < \omega < \pm 180^\circ/100d$ am größten.

Abb. 5.15 zeigt die experimentellen Prüfergebnisse für die bezogene Schwingweite $2S_a/d^2 = 250 \text{ N/mm}^2$. Bei dieser bezogenen Schwingweite erreichte keiner der Prüflinge den Dauerfestigkeitsbereich ($N = 2 \cdot 10^6$). Die Abnahme der Lebensdauer N bei Verdrehung ω war bei dieser bezogenen Schwingweite in beiden Verdrehrichtungen signifikant (siehe Abb. 5.15). Ähnlich zu den mit einer bezogenen Schwingweite von $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$ durchgeführten Versuchen nahm die Lebensdauer bei kleiner bezogener Unterlast von $S_u/d^2 = 100 \text{ N/mm}^2$ bei Verdrehwinkeln $0^\circ/100d < \omega < \pm 180^\circ/100d$ am stärksten ab, danach scheint die relative Lebensdauerabnahme geringer zu sein (vgl. Abb. 5.14 mit der folgenden Abb. 5.15).

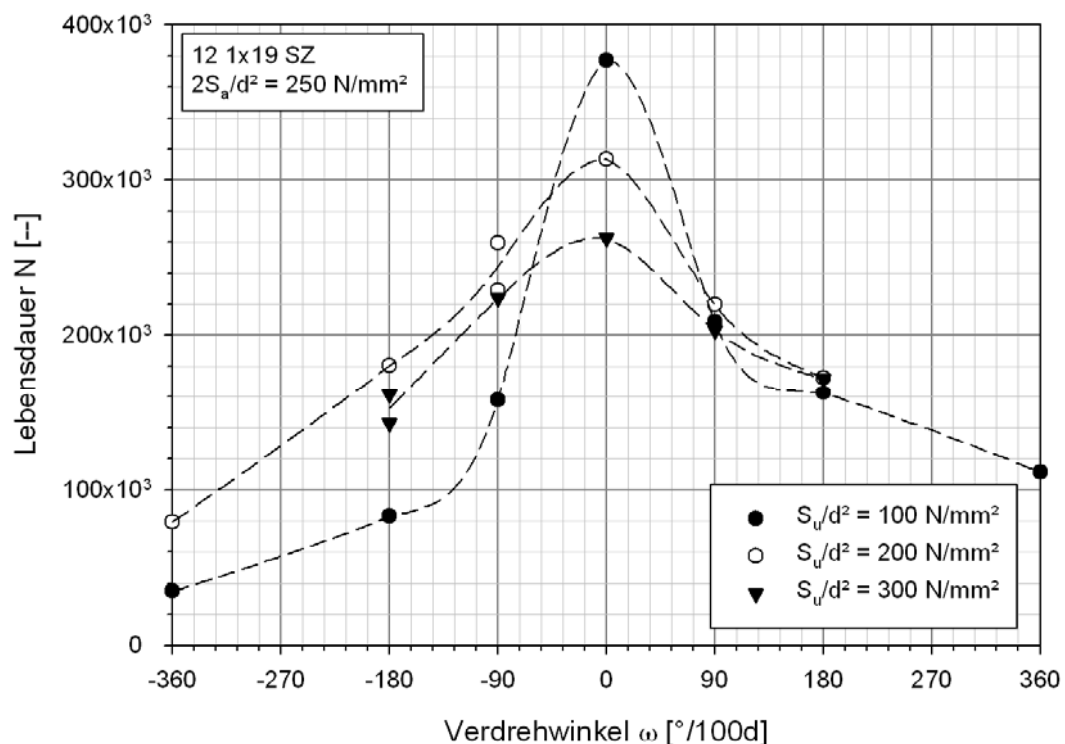


Abb. 5.15: Lebensdauer Seil B bei $2S_a/d^2 = 250 \text{ N/mm}^2$

Zur Validierung der im Verdrehbereich $0^\circ/100d < \omega < \pm 180^\circ/100d$ erzielten Prüfergebnisse wurden ergänzende Prüfungen bei Verdrehwinkeln $\omega = \pm 360^\circ/100d$ mit bezogenen Unterlasten von $S_u/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$ sowie

300 N/mm² durchgeführt. Diese Prüfergebnisse stützen die bisherigen Prüfergebnisse (ebenfalls Abb. 5.15).

Bei mittlerer und großer bezogener Unterlast $S_u/d^2 = 200$ N/mm² beziehungsweise 300 N/mm² waren diese überproportionalen Lebensdauerabnahmen bei kleinen Verdrehwinkeln ($0^\circ/100d < \omega < \pm 180^\circ/100d$) nicht mehr zu beobachten. Folglich war die Lebensdauerabnahme als Funktion des Verdrehwinkels hier mehr proportionaler Natur, vgl. wiederum Abb. 5.14 mit Abb. 5.15.

Bei einer bezogenen Schwingweite von $2S_a/d^2 = 300$ N/mm² waren bei kleinen bezogenen Unterlasten ($S_u/d^2 = 100$ N/mm²) Lebensdauerabnahmen in beiden Verdrehrichtungen festzustellen. Bei mittleren und großen bezogenen Unterlasten $S_u/d^2 = 200$ N/mm² und 300 N/mm² waren die Lebensdauerabnahmen als Folge der Verdrehung hingegen geringer, ebenfalls Abb. 5.16.

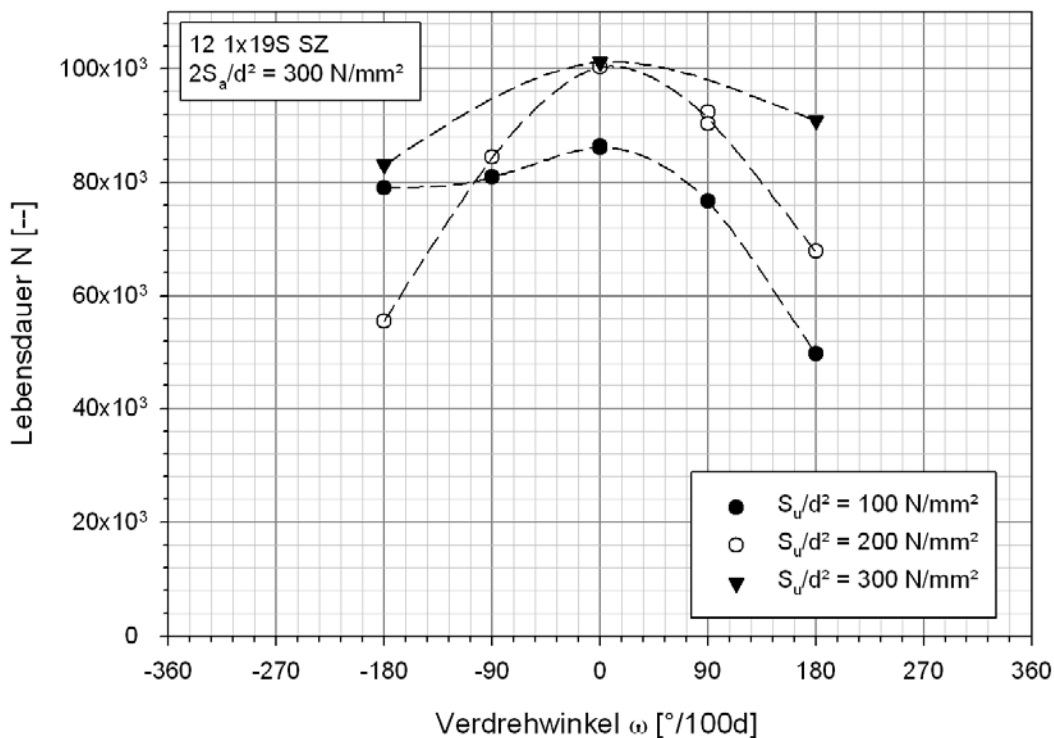


Abb. 5.16: Lebensdauer Seil B bei $2S_a/d^2 = 300$ N/mm²

Die vom Autor hier vorgestellten Prüfergebnisse stützen die Feststellung von Feyrer [28] und Klöpfer [41], wonach eine zunehmende Schwingweite $2S_a/d^2$ eine geringere Lebensdauer N zur Folge hat:

- Die experimentellen Versuchsergebnisse der Zugschwellversuche stützen sich gegenseitig,
- die zusätzlich durchgeführten Zugschwellversuche stützen die bisherigen Ergebnisse der durchgeführten Zugschwellversuche,

– die Beobachtungen von Feyrer [28] und Klöpfer [41] wurden bestätigt.

Vor diesem Hintergrund sieht der Autor die experimentellen Ergebnisse als belastbar an.

5.3.4.2 Auswertung

Abb. 5.17 zeigt die gemittelte Dehnung der Prüfmuster in den mit einer bezogenen Schwingweite von $2S_a/d^2 = 250 \text{ N/mm}^2$ und bezogenen Unterlasten von $S_u/d^2 = 100, 200, \text{ sowie } 300 \text{ N/mm}^2$ durchgeführten Zugschwellversuchen für die maximal abgeprüften Verdrehungszustände $\omega = \pm\omega_{\max} = \pm 180^\circ/100d$ ¹³.

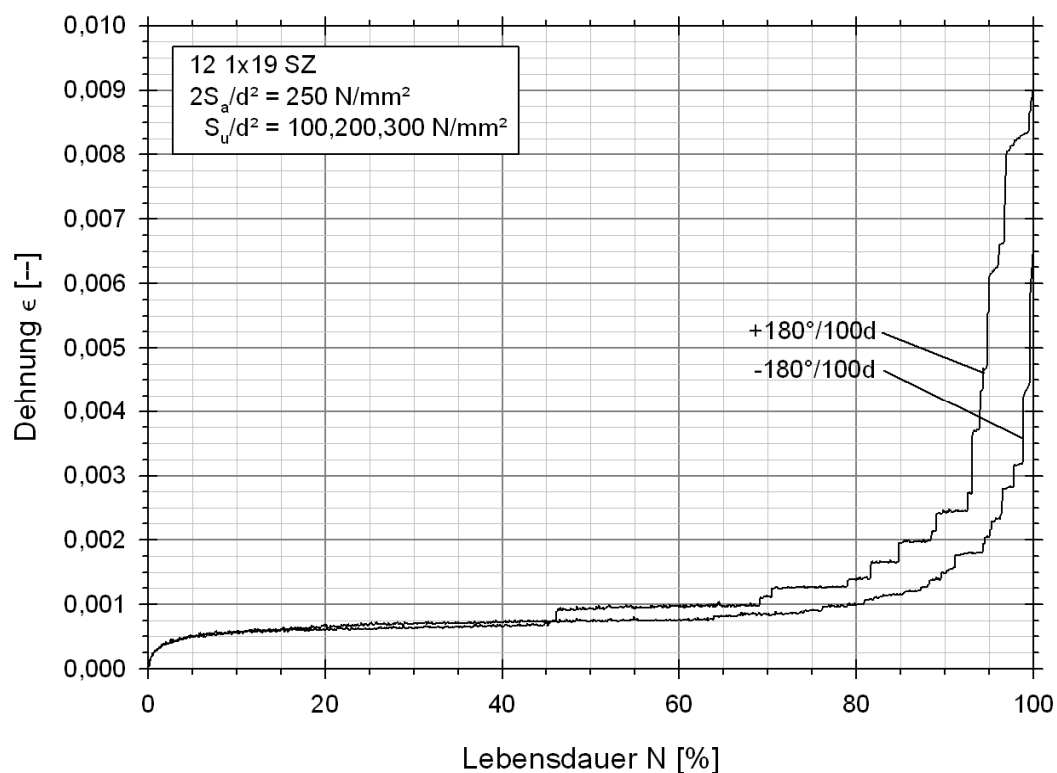


Abb. 5.17: Seildehnung infolge der Drahtbruchentwicklung für verschiedene Verdrehungszustände Seil B (1x19), Gesamtauswertung

¹³ In diese Auswertung einbezogenen Versuche:

089: $2S_a/d^2 = 250 \text{ N/mm}^2$, $S_u/d^2 = 100 \text{ N/mm}^2$, $\omega = +\omega_{\max} = +180^\circ/100d$

090: $2S_a/d^2 = 250 \text{ N/mm}^2$, $S_u/d^2 = 100 \text{ N/mm}^2$, $\omega = -\omega_{\max} = -180^\circ/100d$

094: $2S_a/d^2 = 250 \text{ N/mm}^2$, $S_u/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, $\omega = +\omega_{\max} = +180^\circ/100d$

095: $2S_a/d^2 = 250 \text{ N/mm}^2$, $S_u/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, $\omega = -\omega_{\max} = -180^\circ/100d$

099: $2S_a/d^2 = 250 \text{ N/mm}^2$, $S_u/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$, $\omega = +\omega_{\max} = +180^\circ/100d$

100: $2S_a/d^2 = 250 \text{ N/mm}^2$, $S_u/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$, $\omega = -\omega_{\max} = -180^\circ/100d$

In Abhängigkeit der Verdrehung waren signifikante Unterschiede im Drahtbruch- und Dehnungsverhalten erkennbar. Auf Grund der geringen Drahtzahl ($z = 19$) bewirkten Einzeldrahtbrüche bei Seil B größere Lastumlagerungen und somit größere Spannungserhöhungen als bei Seil A, siehe hierzu Abb. 5.17 und Abb. 5.18. Die höheren Einzeldrahtspannungen haben entsprechend größere Einzeldrahtdehnungen und eine größere Seildehnung zur Folge.

Eine geringere Drahtzahl z im Seil hat bei identischer Zugbelastung eine größere Dehnungsänderung je Drahtbruch zur Folge. Somit könnte eine Überwachung von Seil B im Betrieb im Einzelfall gewährleistet werden. Die sehr geringe absolute Seildehnung ($< 1\%$) wäre jedoch entsprechend zu berücksichtigen, Abb. 5.18.

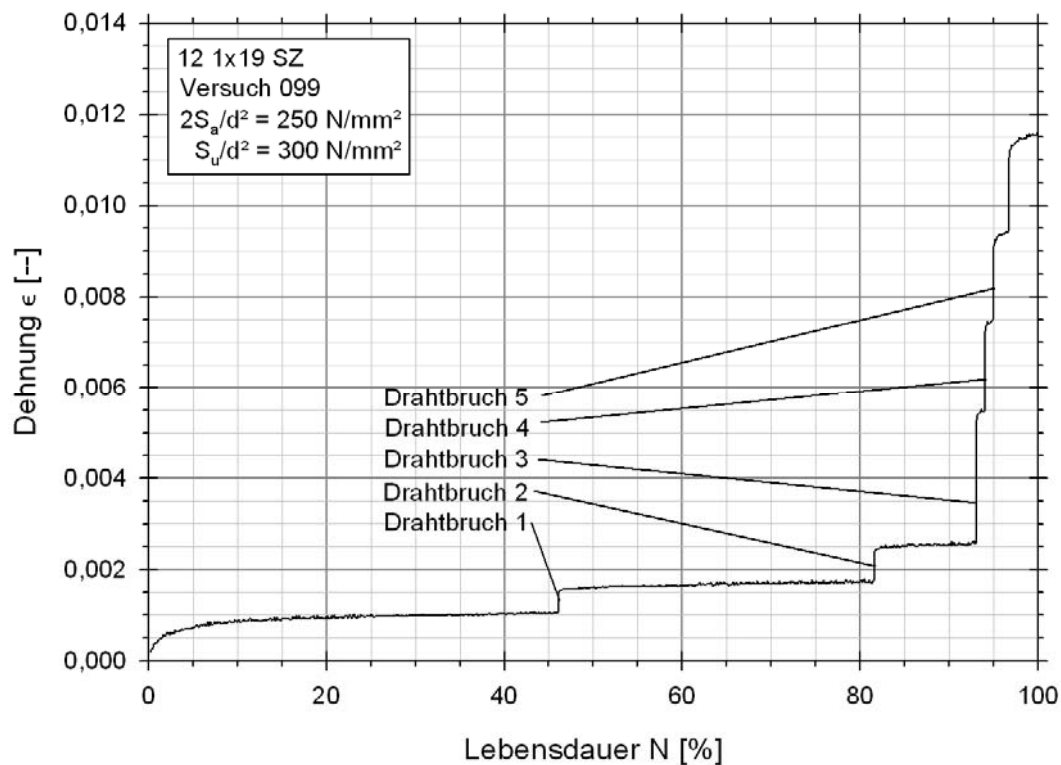


Abb. 5.18: Drahtbruchentwicklung Seil B, Zugschwellversuch Nr. 99 ($S_u/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$, $2S_a/d^2 = 250 \text{ N/mm}^2$, $\omega = -180^\circ/100d$)

Bei den mit positiver Verdrehung durchgeführten Zugschwellversuchen traten die ersten Drahtbrüche zumeist in der zweiten Drahtlage auf und traten als Außendrahtbrüche aus dem Seilbund aus. Bei den mit negativer Verdrehung durchgeführten Zugschwellversuchen traten die ersten Drahtbrüche nicht visuell detektierbar zumeist in der ersten Drahtlage auf. Sie waren über die erfasste Längung des Seiles in Folge der Lastumlagerung auf die verbleibenden Drähte nachweisbar.

Dies lässt darauf schließen, dass die Lastumverteilung zwischen den Drahtlagen gegenüber der erhöhten Pressung in Folge der Verdrehung als primärer Einflussfaktor zu bewerten ist.

Die Erstellung einer quantitativen Korrelation zwischen dem Verdrehungszustand und dem Auftreten der Einzeldrahtbrüche in den jeweiligen Drahtlagen hätte eine permanente Überwachung jedes Prüflings im Zugschwellversuch mit automatisierter Versuchspausierung nach jedem Auftreten eines Einzeldrahtbruches notwendig gemacht. Dies konnte im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit nicht geleistet werden.

Die Auswertung der experimentellen Ergebnisse der durchgeführten Zugschwellversuche erfolgt in Kap. 6.

6 Bestimmung der Lebensdauer verdrehter, zugschwellbelasteter Seile

Im folgenden Kapitel wird die Auswertung der durchgeführten Zugschwellversuche mittels linearer Mehrfachregressionsanalyse beschrieben.

Hierbei wird ein neuartiger Regressionsansatz erarbeitet und vorgestellt, der neben den bekannten Belastungsparametern „Schwingweite“ und „Unterlast“ erstmals auch die Verdrehung des Seiles sowie die gegenseitige Abhängigkeit von Schwingweite, Unterlast und Verdrehung in adäquater Weise berücksichtigt.

Das mathematische Modell basiert auf den experimentell gewonnenen Versuchsergebnissen der Zugschwellversuche, die in der in dieser Forschungsarbeit vorgestellten Weise erstmals so durchgeführt, ausgewertet und dargestellt werden.

6.1 Anforderungen

Die Bestimmung der zu erwartenden Seillebensdauer nach Feyrer [28], Glg. (5.3) berücksichtigt keine Verdrehung des Seiles. Aus diesem Grund wird – basierend auf den durchgeführten experimentellen Versuchen – ein geeignetes Berechnungsverfahren erarbeitet, mit dem die Lebensdauer verdrehter, zugschwellbelasteter Drahtseile prognostizierbar wird.

Eine effiziente Bestimmung der zu erwartenden Seillebensdauer kann bei Durchführung der Regressionsrechnung nach dem in Formel (5.4) dargestellten Ansatz geleistet werden. Hierzu ist das Glied P_ω entsprechend zu wählen.

Folgende Anforderungen sind zu berücksichtigen:

1. Im Fall eines unverdrehten Seiles soll sich der Ansatz zu dem bekannten Berechnungsansatz nach Feyrer [28], Glg. (5.3) vereinfachen (ohne Berücksichtigung des Durchmesserliedes d/d_0).
2. Der Grad der Verdrehung ω ist zu berücksichtigen.

3. Die gegenseitige Abhängigkeit der lebensdauerrelevanten Einflussfaktoren $2S_a$, S_u und ω ist zu berücksichtigen:

$$N = f(2S_a, S_u, \omega) \quad (6.1)$$

4. Der Ansatz soll ein gutes Bestimmtheitsmaß bei Auswertung aller gültigen Versuchsergebnisse der Zugschwellversuche einer Seilkonstruktion aufweisen („globale“ Auswertemethode, $B_{\text{glob}} \geq 0,80$, siehe Kap. 6.4.1).
5. Der Ansatz soll ein gutes Bestimmtheitsmaß bei Auswertung der gültigen Versuchsergebnisse der Zugschwellversuche einer Seilkonstruktion, getrennt nach den verschiedenen Verdrehungsbereichen $\omega = 0$; $\omega < 0$, $\omega > 0$ aufweisen („sektionale“ Auswertemethode, $B_{\text{sekt}} \geq 0,80$, siehe Kap. 6.4.1).
6. Der Ansatz soll mathematisch möglichst optimal gewählt werden; das Polynom P_ω soll hierbei aus maximal zwei Gliedern bestehen.

6.2 Regressionsansätze

Die in den experimentellen Zugschwellversuchen gewonnenen und in den Kap. 5.2.4 sowie Kap. 5.3.4 vorgestellten Versuchsergebnisse zeigen, dass eine gegenseitige Abhängigkeit von Schwingweite $2S_a$, Unterlast S_u und Verdrehung ω existiert.

Die in den Kap. 5.2.4 (Seil A) und Kap. 5.3.4 (Seil B) vorgestellten Ergebnisse der experimentellen Zugschwellversuche zeigen, dass diese gegenseitige Abhängigkeit je nach Verdrehrichtung und Grad der Verdrehung veränderlich ist.

Die Erfüllung der definierten Anforderungen 3, 4 und 5 (Kap. 6.1) wird hierdurch erschwert. Der Aufbau des jeweiligen Regressionsansatzes versucht jeweils, die vermuteten Abhängigkeiten und Wechselwirkungen der einzelnen Schädigungsparameter quantitativ abzubilden.

Bei Regressionsanalysen wird versucht, die gegenseitige Beeinflussung mehrerer unabhängiger Variablen auf einen Funktionswert abzubilden. Hierzu werden unterschiedliche Regressionsansätze erstellt und ausgewertet, bis Berechnungsergebnisse erzielt werden, welche die experimentell ermittelten Versuchsergebnisse mit einer guten Genauigkeit widerspiegeln.

Tab. 6.1 zeigt Regressionsansätze, die zur mathematischen Beschreibung der Versuchsergebnisse aufgestellt wurden, um die oben definierten Randbedingungen zu erfüllen.

Die Ansätze in den Gleichungen (6.2) und (6.3) berücksichtigen mittels der Polynome „ $b_4\omega$ “ in Gleichung (6.2) beziehungsweise „ $b_4\omega^2$ “ in Gleichung (6.3)

lediglich die Verdrehung ω des Seiles, sie bilden jedoch die in den durchgeführten Zugschwellversuchen festgestellte gegenseitige Abhängigkeit von Schwingweite $2S_a$, Unterlast S_u und Verdrehung ω nicht ab. Der in Gleichung (6.4) dargestellte Ansatz berücksichtigt in den beiden letzten Polynomen sowohl die Verdrehung ω als auch die gegenseitige Abhängigkeit von Verdrehung ω und bezogener Schwingweite $2S_a/d^2$. Dieser Ansatz berücksichtigt jedoch nicht die gegenseitige Wechselwirkung von Verdrehung ω , bezogener Schwingweite $2S_a/d^2$ und bezogener Unterlast S_u/d^2 auf die Lebensdauer N .

<p>Ansatz 1 (B = 0,870)</p> $\lg N = b_0 + b_1 \lg \frac{2S_a d_0^2}{d^2 S_0} + b_2 \frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} + b_3 \left(\frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} \right)^2 + b_4 \omega \quad (6.2)$
<p>Ansatz 2 (B = 0,870)</p> $\lg N = b_0 + b_1 \lg \frac{2S_a d_0^2}{d^2 S_0} + b_2 \frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} + b_3 \left(\frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} \right)^2 + b_4 \omega^2 \quad (6.3)$
<p>Ansatz 14 (B = 0,874)</p> $\lg N = b_0 + b_1 \lg \frac{2S_a d_0^2}{d^2 S_0} + b_2 \frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} + b_3 \left(\frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} \right)^2 + b_4 \omega^2 + b_5 \lg \frac{2S_a \omega d_0^2}{d^2 \omega_0 S_0} \quad (6.4)$

Tab. 6.1: Regressionsansätze 1 - 14

Die in den Gleichungen (6.5) und (6.6) dargestellten Regressionsansätze berücksichtigen sowohl die Verdrehung ω des Seiles an sich als auch die gegenseitigen Abhängigkeit von bezogener Schwingweite $2S_a/d^2$, bezogener Unterlast S_u/d^2 und der Verdrehung ω .

<p>Ansatz 21 (B = 0,882)</p> $\lg N = b_0 + b_1 \lg \frac{2S_a d_0^2}{d^2 S_0} + b_2 \frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} + b_3 \left(\frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} \right)^2 + b_4 \omega + b_5 \frac{2S_u^2 \omega d_0^4}{d^4 \omega_0 S_0^2} \quad (6.5)$
<p>Ansatz 22 (B = 0,878)</p> $\lg N = b_0 + b_1 \lg \frac{2S_a d_0^2}{d^2 S_0} + b_2 \frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} + b_3 \left(\frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} \right)^2 + b_4 \omega + b_5 \lg \frac{2S_a S_u \omega d_0^4}{d^4 S_0^2 \omega_0} \quad (6.6)$

Tab. 6.2: Regressionsansätze 21 – 22

Entsprechend liefern diese Regressionsansätze bessere Übereinstimmungen der analytischen Auswertung mit den experimentell ermittelten Versuchsergeb-

nissen. Die Optimierung des für die Regressionsanalyse zu verwendenden Regressionsansatzes wird durch zielgerichtete Variation der Polynome „b₄“ und „b₅“ mit Ziel eines möglichst hohen Bestimmtheitsmaßes durchgeführt.

6.3 Neue Lebensdauergleichung

Im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit wurden insgesamt 46 unterschiedliche Regressionsansätze erstellt und mit den gewonnenen experimentellen Daten ausgewertet. Hierbei hat sich gezeigt, dass der in Gleichung (6.7) dargestellte Regressionsansatz sehr gute Bestimmtheitsmaße B_i für die untersuchten Seilkonstruktionen liefert. Dies wird im folgenden Kap. 6.4 gezeigt.

Ansatz 31 (B = 0,885)

$$\lg N = b_0 + b_1 \lg \frac{2S_a d_0^2}{d^2 S_0} + b_2 \frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} + b_3 \left(\frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} \right)^2 + b_4 \omega + b_5 \frac{2S_a S_u^2 \omega^2 d_0^6}{d^6 S_0^3} \quad (6.7)$$

Tab. 6.3: Neue Lebensdauergleichung für verdrehte, zugschwellbelastete Seile (Regressionsansatz 31)

Die zu erwartende Seillebensdauer des Seiles N ist hier eine Funktion der durchmesserbezogenen Schwingweite $2S_a/d^2$ (in N/mm²), der durchmesserbezogenen Unterlast S_u/d^2 (in N/mm²) sowie der Verdrehung ω (einzusetzen als Betrag in rad/100d). Die Einheitskraft $S_0 = 1$ N sowie der Einheitsdurchmesser $d_0 = 1$ mm halten die Gleichung dimensionslos.

Untersuchungen alternativer Regressionsansätze zu Glg. (6.7) erzielten lediglich sehr kleine Zugewinne im Bestimmtheitsmaß B_i ($\leq 0,2\%$) bei gleichzeitig signifikant erhöhter mathematischer Komplexität.

Um der Forderung nach Praktikabilität adäquat Rechnung zu tragen, wird der Regressionsansatz Glg. (6.7) zur Auswertung der experimentellen Versuchsergebnisse herangezogen.

6.4 Ergebnisse der Regressionsanalyse

6.4.1 Systematik

Die Ergebnisse der durchgeführten Zugschwellversuche wurden mit dem Regressionsansatz Glg. (6.7) ausgewertet. Die Auswertung erfolgte hierbei mit zwei unterschiedlichen Auswerteverfahren:

1. „Globales Auswerteverfahren“:

Alle experimentell gewonnenen Versuchsdaten einer Seilkonstruktion werden der Regressionsanalyse nach Glg. (6.7) unterzogen.

2. „Sektionales Auswerteverfahren“:

Die experimentell gewonnenen Versuchsdaten einer Seilkonstruktion werden in die verschiedenen Verdrehbereiche $\omega < 0$, $\omega = 0$ sowie $\omega > 0$ aufgeteilt jeweils separat der Regressionsanalyse nach Glg. (6.7) unterzogen.

In Tab. 6.4 ist die Systematik der Auswertung zur Gewinnung der Regressionskoeffizienten für Seil A, in Tab. 6.5 für Seil B dargestellt.

lfd Nr.	ω [°/100d]	Erläuterung	Auswertemethode
I	-360 – 0	Seil aufgedreht	sektional
II	0	Referenzwerte	sektional
III	0 – +360	Seil zuge dreht	sektional
IV	-360 – +360	vollständiger Verdrehbereich	global

Tab. 6.4: Auswertebereiche Regressionsrechnung Seil A

lfd Nr.	ω [°/100d]	Erläuterung	Auswertemethode
V	-180 – 0	Seil aufgedreht	sektional
VI	0	Referenzwerte	sektional
VII	0 – +180	Seil zuge dreht	sektional
VIII	-180 – +180	vollständiger Verdrehbereich	global

Tab. 6.5: Auswertebereiche Regressionsrechnung Seil B

6.4.2 Regressionsanalyse Seil A

6.4.2.1 Regressionskoeffizienten Seil A

Tab. 6.6 enthält die ermittelten Regressionskoeffizienten b_i sowie die zugehörigen Bestimmtheitsmaße B_i für die mit Seil A untersuchten Verdrehbereiche.

Die folgenden Auswertungen werden mit diesen Koeffizienten durchgeführt.

Seil A	b_{ii} ($-360^\circ - 0^\circ$)	b_{iii} (0°)	b_{iiii} ($0^\circ - +360^\circ$)	b_{iiv} ($-360^\circ - +360^\circ$)
b_0	13,970	13,536	14,309	13,937
b_1	-3,6821	-3,7633	-3,9309	-3,7939
b_2	-0,0012	0,0044	0,0018	0,0014
$b_3 \cdot 10^6$	2,07	-0,117	-7,99	-5,21
b_4	0,0050	0	0,0146	0,0289
$b_5 \cdot 10^{10}$	-2,92	0	-4,48	-5,20
B	0,858	0,919	0,951	0,885

Tab. 6.6: Regressionskoeffizienten b_{ij} und Bestimmtheitsmaße B_i Seil A

6.4.2.2 Globale Auswertung

Mit dem entwickelten Ansatz (6.7) und den bestimmten Regressionskoeffizienten b_i können die zugehörigen Lebensdauerdiagramme erstellt werden.

In den experimentell durchgeführten Zugschwellversuchen wurde die Lebensdauer N in Abhängigkeit der Parameter „bezogene Schwingweite“ $2S_a/d^2$, „bezogene Unterlast“ S_u/d^2 sowie „Verdrehung“ ω ermittelt. Folglich soll die Lebensdauer N in den Lebensdauerdiagrammen als Funktion dieser Parameter dargestellt werden.

Es handelt sich um eine dreiparametrische Funktion (vgl. Glg. (6.1)), die Darstellung erfolgt im dreidimensionalen Raum mit konstanter bezogener Schwingweite $2S_a/d^2$ als Ebene (beziehungsweise bei mehreren Schwingweiten als Ebenenschar).

Im gewählten kartesischen Koordinatensystem bezeichnet hierbei die Abszisse (x-Achse) den Verdrehwinkel ω , die Ordinate (y-Achse) bezeichnet die bezogene Unterlast S_u/d^2 und die Applikate (z-Achse) bezeichnet die zu erwartende Lebensdauer N .

Abb. 6.1 zeigt die Regressionsanalyse mit globalen Regressionskoeffizienten b_{iiv} für die untersuchten bezogenen Schwingweiten $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, 250 N/mm^2 sowie 300 N/mm^2 .

Bei Vergleich der Regressionsanalyse mit den experimentell ermittelten Versuchsergebnissen von Seil A (siehe Kap. 5.2.4) wird ersichtlich, dass die Auswertung der Versuchsdaten mittels Regressionsrechnung für das untersuchte Verdrehspektrum $-360^\circ/100d < \omega < +360^\circ/100d$ bei Verwendung der globalen Auswertemethode mit den Regressionskoeffizienten b_{iiv} (Tab. 6.4 und Tab. 6.6)

die Lebensdauercharakteristik des Seiles A trotz eines guten mathematischen Bestimmtheitsmaßes $B_{IV} = 0,885$ nicht adäquat wiedergibt:

- In den experimentellen Versuchsreihen wurden bei geringen beziehungsweise mittleren Verdrehwinkeln ($\omega \geq \pm 180^\circ/100d$) bei den Versuchen mit geringer bezogener Schwingweite $2S_a/d^2 = 150 \text{ N/mm}^2$ und $S_u/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$, mittlerer bezogener Schwingweite $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$ und $S_u/d^2 = 100, 200$ und 300 N/mm^2 sowie hoher bezogener Schwingweite $2S_a/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$ und $S_u/d^2 = 100 \text{ N/mm}^2$ **Lebensdauerzunahmen** festgestellt, siehe Abb. 5.6 bis Abb. 5.8, grün markierte Bereiche „A“. Diese werden bei Verwendung der globalen Auswertemethode nicht abgebildet (vgl. Abb. 6.1 mit Abb. 5.6 bis Abb. 5.8).
- In den experimentellen Versuchsreihen wurden bei großen Verdrehwinkeln ($\omega \geq \pm 180^\circ/100d$) bei den Versuchen mit mittlerer bezogener Schwingweite $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$ und $S_u/d^2 = 100, 200$ und 300 N/mm^2 sowie hoher bezogener Schwingweite $2S_a/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$ und $S_u/d^2 = 100 \text{ N/mm}^2$ **Lebensdauerabnahmen** festgestellt, siehe Abb. 5.7 und Abb. 5.8, rot markierte Bereiche „B“. Diese werden bei Verwendung der globalen Auswertemethode nicht adäquat abgebildet (vgl. Abb. 6.1 mit Abb. 5.7 und Abb. 5.8).
- Abb. 6.1 gibt bei großen positiven Verdrehwinkeln ($\omega = +360^\circ/100d$) tendenziell höhere zu erwartende Lebensdauern aus als bei großen negativen Verdrehwinkeln ($\omega = -360^\circ/100d$). Dies bildet die in den Experimenten gewonnen Versuchsergebnisse nicht korrekt ab (vgl. Abb. 6.1 mit Abb. 5.7 und Abb. 5.8).

Aus diesem Grund wurde die Auswertung für die verschiedenen Verdrehungszustände $\omega < 0$, $\omega = 0$, $\omega > 0$ von Seil A mit den sektionalen Regressionskoeffizienten b_{iI} bis b_{iIII} durchgeführt.

Die Ergebnisse werden im folgenden Kap. 6.4.2.3 vorgestellt.

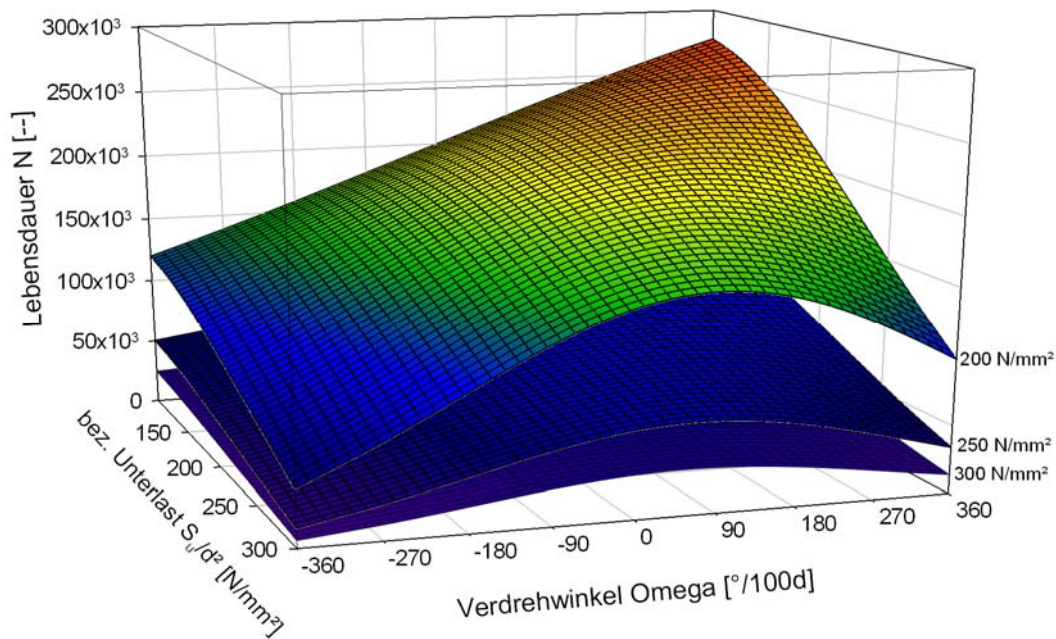


Abb. 6.1 : Globale Regressionsanalyse Seil A (b_{iIV} , $2S_a/d^2 = 200, 250, 300 \text{ N/mm}^2$)

6.4.2.3 Sektionale Auswertung

Abb. 6.2 zeigt das Lebensdauerdiagramm des Seiles A für die bezogene Schwingweite $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, die Auswertung erfolgte hier sektional mit den Regressionskoeffizienten b_{iI} bis b_{iIII} (Tab. 6.6) in 90° -Inkrementen.

Die Seillebensdauer des Seiles A nahm im unverdrehten Zustand ($\omega = 0$) mit zunehmender bezogener Unterlast S_u/d^2 ab (Linie a) und erreichte bei mittlerer bezogener Unterlast S_u/d^2 ein Maximum (Punkt B). Bei geringer bezogener Unterlast S_u/d^2 nahm die Lebensdauer ebenfalls ab (Punkt C). Dies deckt sich mit den Erkenntnissen von Klöpfer [41] (dort zweidimensional dargestellt).

Im verdrehten Zustand ($\omega \neq 0$) nahm die Seillebensdauer sowohl in positiver als auch in negativer Verdrehrichtung mit zunehmender bezogener Unterlast S_u/d^2 ab (Linien d und e). Bei kleinen und mittleren bezogenen Unterlasten S_u/d^2 waren bei geringen Verdrehwinkeln Lebensdauerzunahmen zu beobachten (Punkte F und G). Größere Verdrehwinkel führten bei mittleren und großen bezogenen Unterlasten S_u/d^2 in beiden Richtungen zu Lebensdauerabnahmen (ebenfalls Linien d und e).

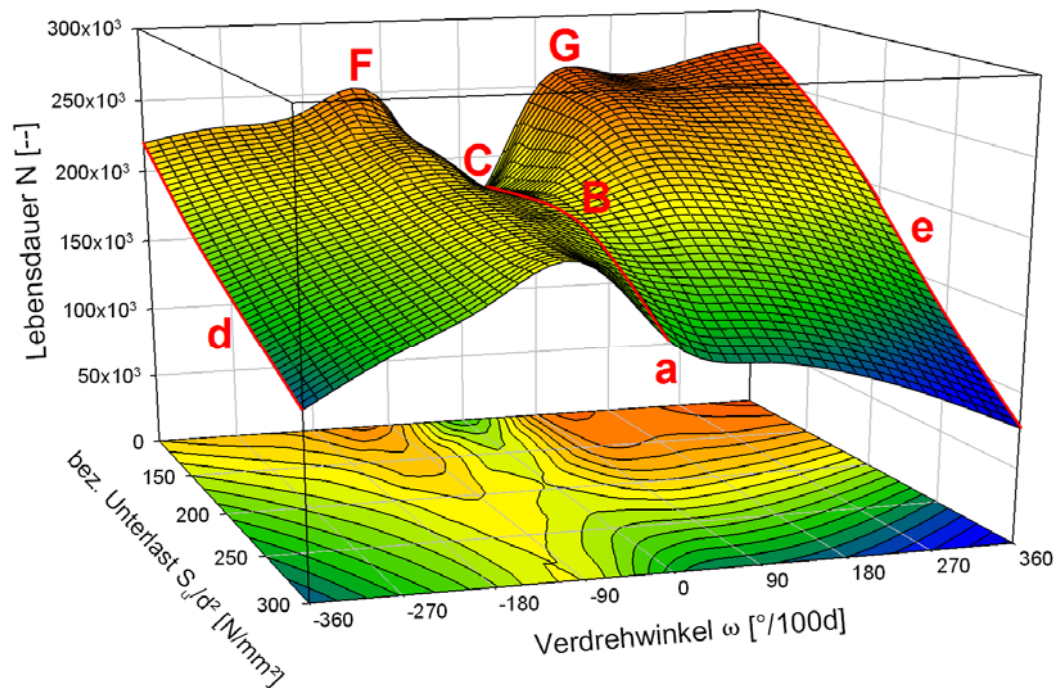


Abb. 6.2: Lebensdauer Seil A für $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, Auswertung sektional mit 90° -Inkrementen

Abb. 6.3 zeigt das Lebensdauerdiagramm des Seiles A für die bezogene Schwingweite $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$ mit einer sektionalen Auswertung in 45° -Inkrementen. Es sind deutliche Zugwinne in der Genauigkeit der Darstellung feststellbar (man beachte die Abszissenskalierungen in Abb. 6.2 und Abb. 6.3, 90° -Inkrementen beziehungsweise 45° -Inkrementen).

Aus diesem Grund werden die weiteren Auswertungen für Seil A sektional mit 45° -Inkrementen vorgenommen.

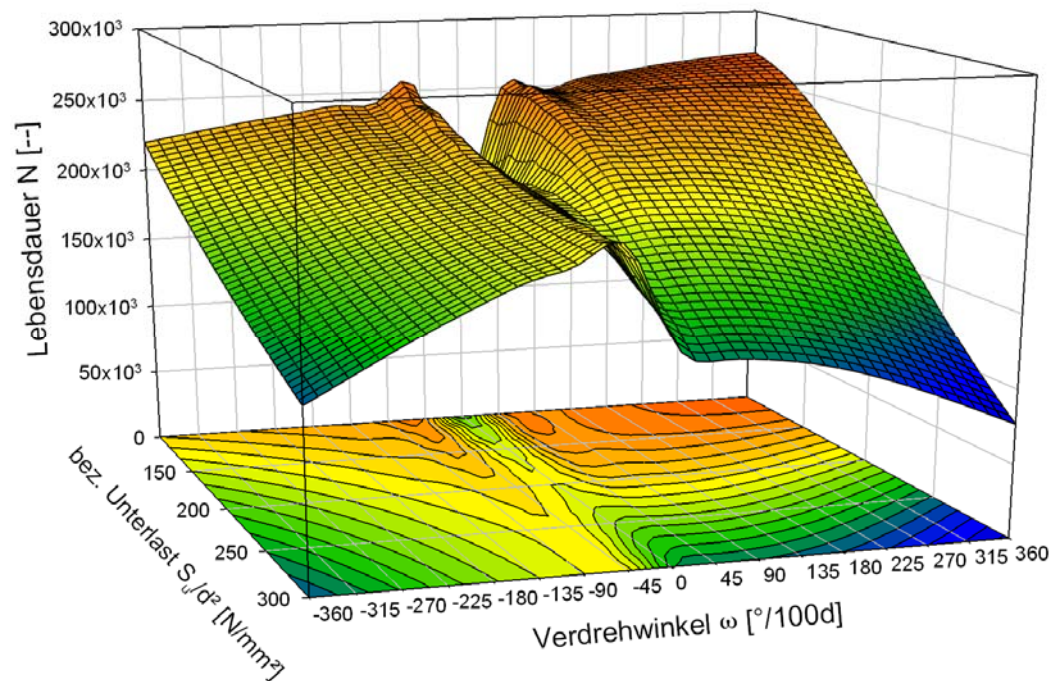


Abb. 6.3: Lebensdauer Seil A für $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, Auswertung sektional mit 45° -Inkrementen

Bei einer linearen Steigerung der bezogenen Schwingweite $2S_a/d^2$ ($\Delta 2S_a/d^2 = 50 \text{ N/mm}^2$) waren überproportionale Lebensdauereinbußen feststellbar. Abb. 6.4 veranschaulicht die Verhältnisse der Lebensdauern sowie der Auswirkungen der Verdrehung bei unterschiedlichen bezogenen Schwingweiten $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, 250 N/mm^2 sowie 300 N/mm^2 .

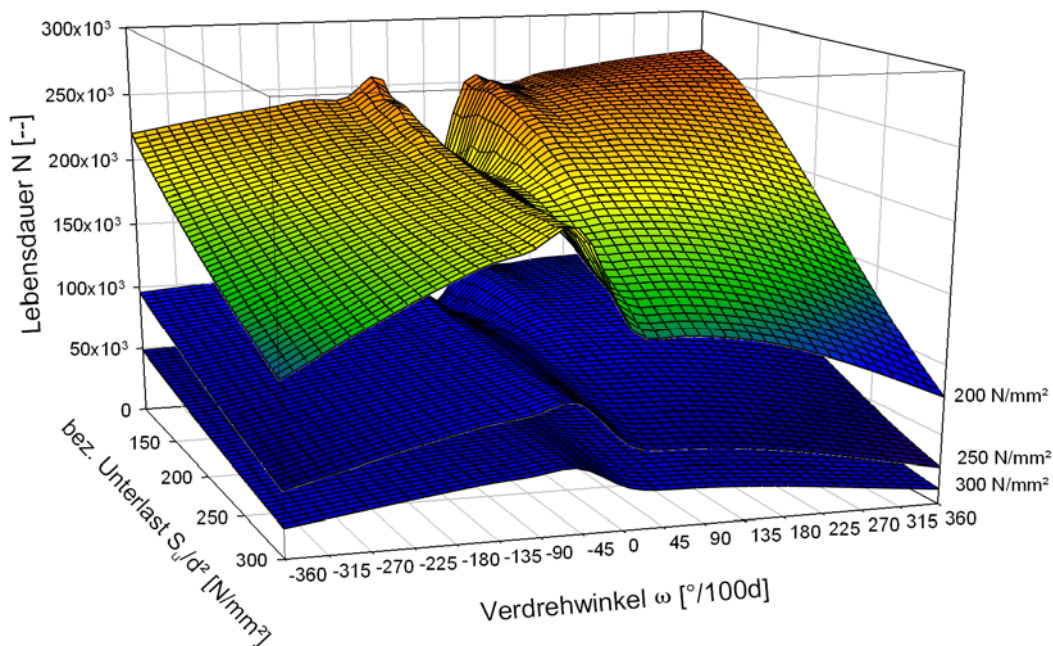


Abb. 6.4: Vergleich der Lebensdauern Seil A (linear) für $2S_a/d^2 = 200, 250, 300 \text{ N/mm}^2$

Bei logarithmischer Skalierung der Applikate (z-Achse) zeigt sich, dass die Größe der bezogenen Schwingweite $2S_a/d^2$ überproportionalen Einfluss auf die zu erzielende Lebensdauer N ausübt, siehe Abb. 6.5. Dies deckt sich mit den Ergebnissen von Klöpfer [41].

Bei dieser Form der Darstellung mit logarithmischer Applikate weisen die den einzelnen Schwingweiten zugeordneten Ebenen bei unterschiedlichen Schwingweiten identische Ebenenformen auf.

Das bedeutet, dass der relative Einfluss der Verdrehung (d.h. eines bestimmten Verdrehwinkels) auf die Seillebensdauer N von der bezogenen Schwingweite $2S_a/d^2$ unabhängig ist.

Die Ursache des Einflusses der Verdrehung auf die Seillebensdauer ist folglich in der Veränderung der Seilgeometrie zu suchen.

Die Lebensdauerdiagramme der untersuchten bezogenen Schwingweiten $2S_a/d^2 = 100 \text{ N/mm}^2$, 150 N/mm^2 , 250 N/mm^2 sowie 300 N/mm^2 sind im Anhang zu finden. Man beachte die Applikatenskalierung.

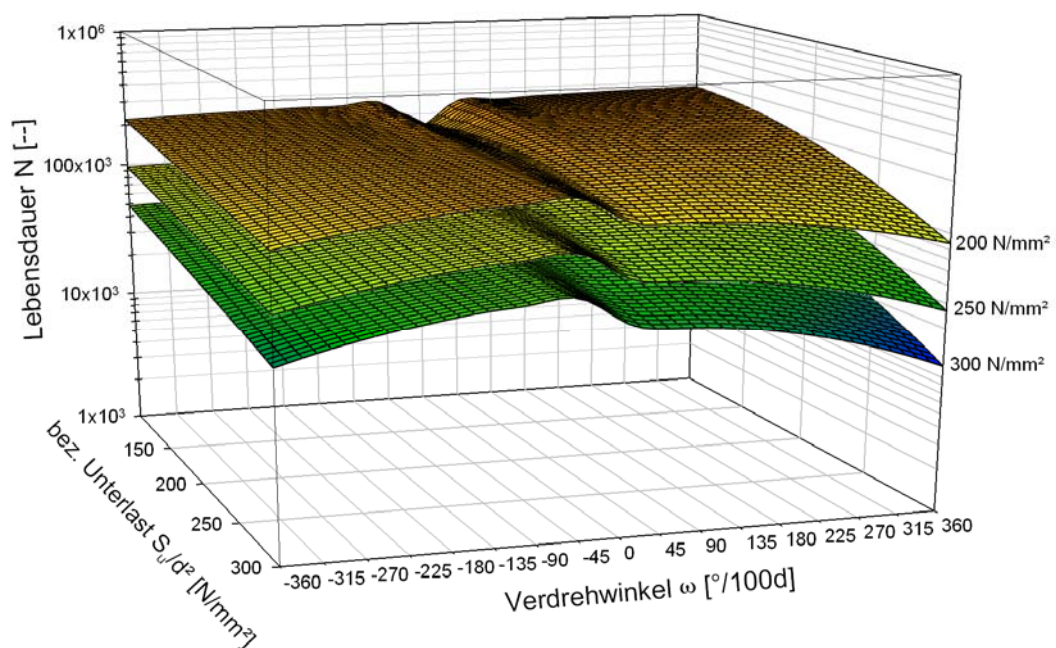


Abb. 6.5: Vergleich der Lebensdauern Seil A (logarithmisch) für $2S_a/d^2 = 200, 250, 300 \text{ N/mm}^2$

6.4.3 Regressionsanalyse Seil B

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Regressionsanalysen dargestellt, die für Seil B durchgeführt wurden.

6.4.3.1 Regressionskoeffizienten Seil B

Tab. 6.7 enthält die ermittelten sektionalen und globalen Regressionskoeffizienten b_i sowie die zugehörigen Bestimmtheitsmaße B_i für Seil B.

Seil B	b_{iV} ($-180^\circ - 0^\circ$)	b_{iVI} (0°)	b_{iVII} ($0^\circ - +180^\circ$)	b_{iVIII} ($-180^\circ - +180^\circ$)
b_0	18,375	24,662	20,770	20,765
b_1	-5,4951	-7,993	-6,4393	-6,4270
b_2	0,0014	0,0011	0,0018	0,0014
$b_3 \cdot 10^6$	-0,364	-4,24	-3,54	-2,75
b_4	-0,0530	0	-0,0796	-0,0865
$b_5 \cdot 10^{10}$	-8,04	0	-2,28	-1,32
B	0,924	0,987	0,978	0,950

Tab. 6.7: Regressionskoeffizienten b_{ij} und Bestimmtheitsmaße B_i Seil B

6.4.3.2 Globale Auswertung

Abb. 6.6 zeigt die für Seil B durchgeführte Regressionsanalyse mit der globalen Auswertemethode (Regressionskoeffizienten b_{iVIII} aus Tab. 6.7) für die untersuchten bezogenen Schwingweiten $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, 250 N/mm^2 sowie 300 N/mm^2 .

Bei Vergleich der Regressionsanalyse mit den experimentell ermittelten Versuchsergebnissen in Kap. 5.3.4 wird ersichtlich, dass die Auswertung der Versuchsdaten mittels Regressionsrechnung für das untersuchte Verdrehespektrum von Seil B ($-180^\circ/100d < \omega < +180^\circ/100d$) bei Verwendung der globalen Auswertemethode die Lebensdauercharakteristik von Seil B ebenfalls trotz eines sehr hohen mathematisches Bestimmtheitsmaßes $B_{VIII} = 0,950$ nicht adäquat wiedergibt (siehe Tab. 6.7):

- In den experimentellen Versuchsreihen wurden bei großen Verdrehwinkeln ($\omega = \pm 180^\circ/100d$) durchgängig Lebensdauerabnahmen festgestellt. Diese betragen bei

- geringer bezogener Schwingweite $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$ und bezogener Unterlast $S_U/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$ bis zu -56 %, vgl. Abb. 6.6 mit Abb. 5.14 in Kap. 5.3.4,
- mittlerer bezogener Schwingweite $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$ und bezogener Unterlast $S_U/d^2 = 100, 200$ und 300 N/mm^2 bis zu -78 %, vgl. Abb. 6.6 mit Abb. 5.15 in Kap. 5.3.4,
- hoher bezogener Schwingweite $2S_a/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$ und bezogener Unterlast $S_U/d^2 = 100, 200$ und 300 N/mm^2 bis zu -45 %, vgl. Abb. 6.6 mit Abb. 5.16 in Kap. 5.3.4

Diese Lebensdauerabnahmen werden bei Auswertung der Versuchsdaten mit der globalen Auswertemethode nicht wiedergegeben, Abb. 6.6.

- Bei Auswertung der experimentellen Versuchsreihen mit der globalen Auswertemethode findet man für negative Verdrehwinkel ($\omega \leq 0$) Lebensdauerzunahmen im Vergleich zum unverdrehten Zustand ($\omega = 0$), siehe Abb. 6.6. Eine solche Lebensdauerzunahme wurde jedoch in keiner der durchgeführten experimentellen Versuchsreihen beobachtet, siehe wiederum Abb. 5.14 bis Abb. 5.16.

Folglich wurde die Auswertung von Seil B für die verschiedenen Verdrehungszustände $\omega < 0$, $\omega = 0$, $\omega > 0$ ebenfalls mit der sektionalen Auswertemethode durchgeführt (Regressionskoeffizienten b_{iV} bis b_{iVII} in Tab. 6.7).

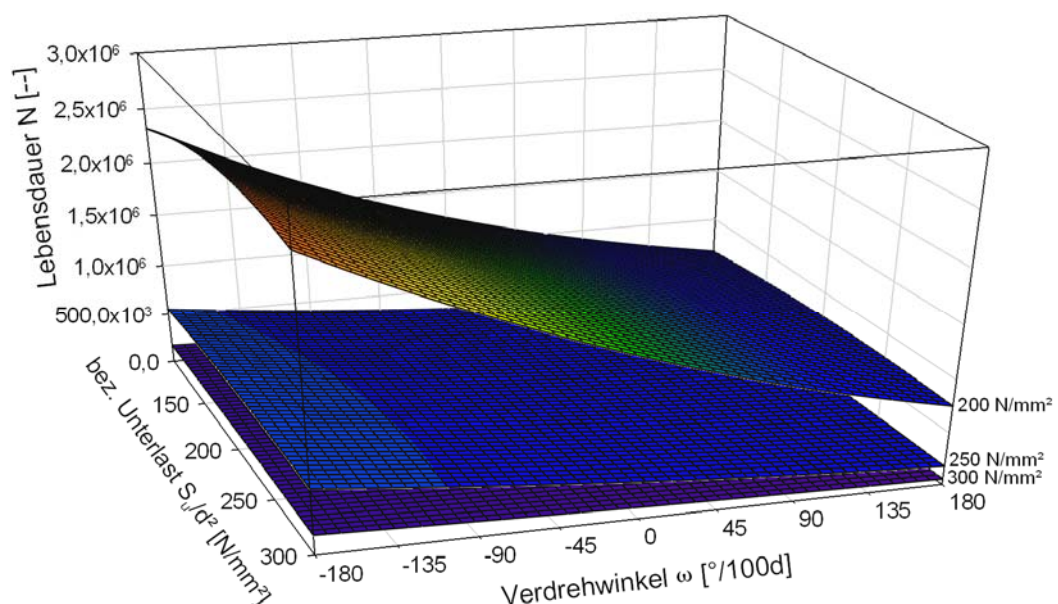


Abb. 6.6: Globale Regressionsanalyse Seil B (b_{iVIII} , $2S_a/d^2 = 200, 250, 300 \text{ N/mm}^2$)

Auf eine Durchführung mit 90° -Inkrementen wurde auf Grund der in Kap. 6.4.2.3 dargelegten Erfahrungen verzichtet, die Auswertung erfolgte hier ausschliesslich mit 45° -Inkrementen, um eine hohe Genauigkeit der Darstellung zu erreichen.

6.4.3.3 Sektionale Auswertung

Seil B zeigte hinsichtlich des Einflusses der Verdrehung ein signifikant anderes Verhalten als Seil A. Abb. 6.3 zeigt das Lebensdauerdiagramm von Seil B für die bezogene Schwingweite $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$ mit sektionaler Auswertemethode (45° -Inkrementen, man beachte auch hier die Abszissenskalierung).

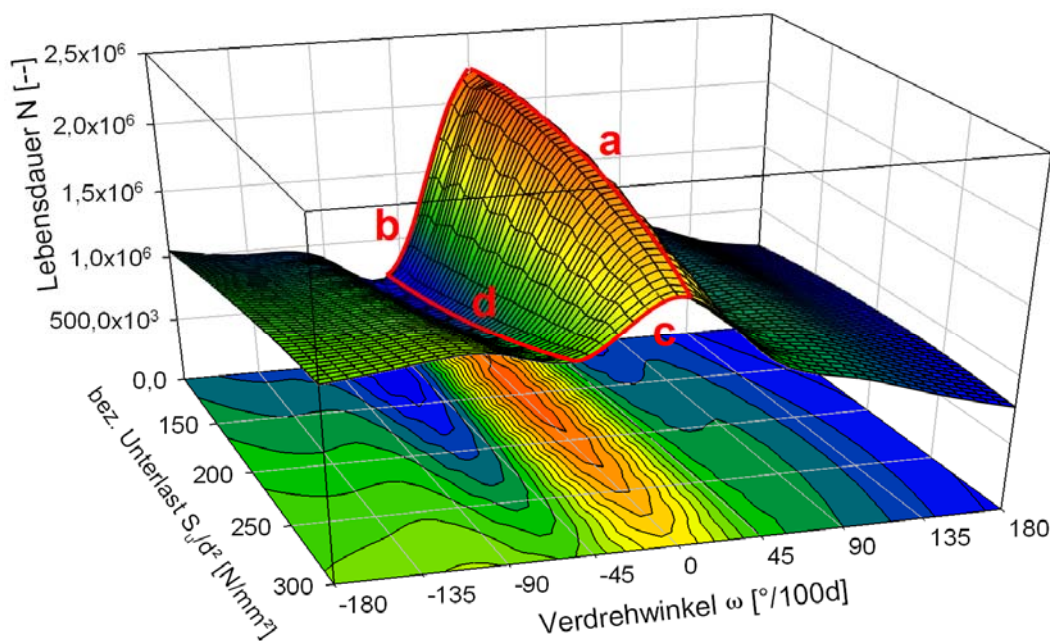


Abb. 6.7: Lebensdauer Seil B für $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, Auswertung sektional mit 45° -Inkrementen

Im unverdrehten Zustand ($\omega = 0$) nahm die Seillebensdauer mit zunehmender bezogener Unterlast S_u/d^2 ab (Linie a). Dieser Zusammenhang wurde von Klöpfer in [41] ebenfalls beobachtet.

Anders als bei Seil A fiel die Lebensdauer N von Seil B sowohl bei positiver als auch bei negativer Verdrehung bereits bei geringen Verdrehwinkeln ($\omega < \pm 45^\circ$) stark ab (Linien b und c). Dieser starke Lebensdauerabfall kann mit den unterschiedlichen Schlagrichtungen der beiden Drahtlagen begründet werden. Bereits bei geringfügiger Verdrehung entstehen große Belastungsinhomogenitäten zwischen den Drahtlagen, die Einzeldrähte der jeweils positiv verdrehten und somit höher belasteten Lage fallen früher aus, die Lebensdauer nimmt ab (sie-

he Kap. 5.3.1.3). Bei Seil B wird die Seilstruktur demnach bereits bei geringer Verdrehung empfindlich gestört.

Der relative Einfluss der Verdrehung auf die zu erzielende Lebensdauer nimmt mit zunehmender bezogener Unterlast S_U/d^2 ab (Linie d).

Ähnlich wie bereits bei Seil A waren auch bei Seil B bei linearer Steigerung der bezogenen Schwingweite $2S_a/d^2$ ($\Delta 2S_a/d^2 = 50 \text{ N/mm}^2$) überproportionale Lebensdauerabnahmen feststellbar, Abb. 6.8.

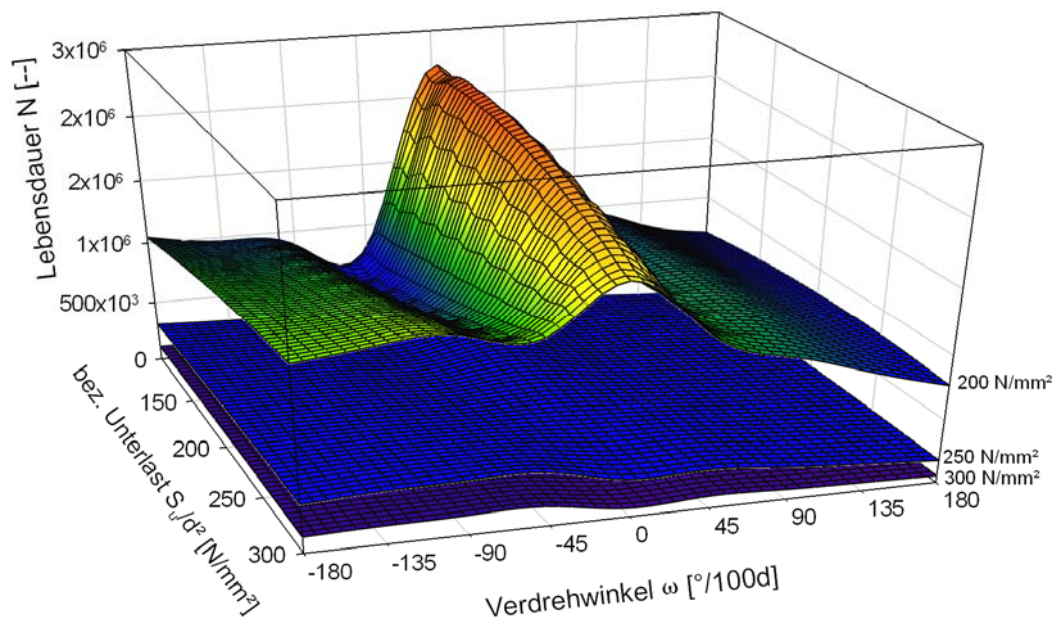


Abb. 6.8: Vergleich der Lebensdauern Seil B (linear) für $2S_a/d^2 = 200, 250, 300 \text{ N/mm}^2$

Wird die Applikate von Abb. 6.8 logarithmisch skaliert, so zeigt sich, dass der Einfluss der Verdrehung ω auf die Seillebensdauer N anders als bei Seil A nicht von der Schwingweite $2S_a$ unabhängig ist. Die den jeweiligen bezogenen Schwingweiten $2S_a/d^2$ zugeordneten Ebenen besitzen unterschiedliche Ausprägungen, Abb. 6.9.

Die gegenseitige Abhängigkeit von bezogener Schwingweite $2S_a/d^2$, bezogener Unterlast S_U/d^2 und Verdrehwinkel ω ist folglich anderer Natur als bei Seil A. Die Verdrehung übt auf Grund der damit einhergehenden Lastumverteilung zwischen den Drahtlagen einen sehr großen Einfluss auf die zu erzielende Lebensdauer von Seil B aus.

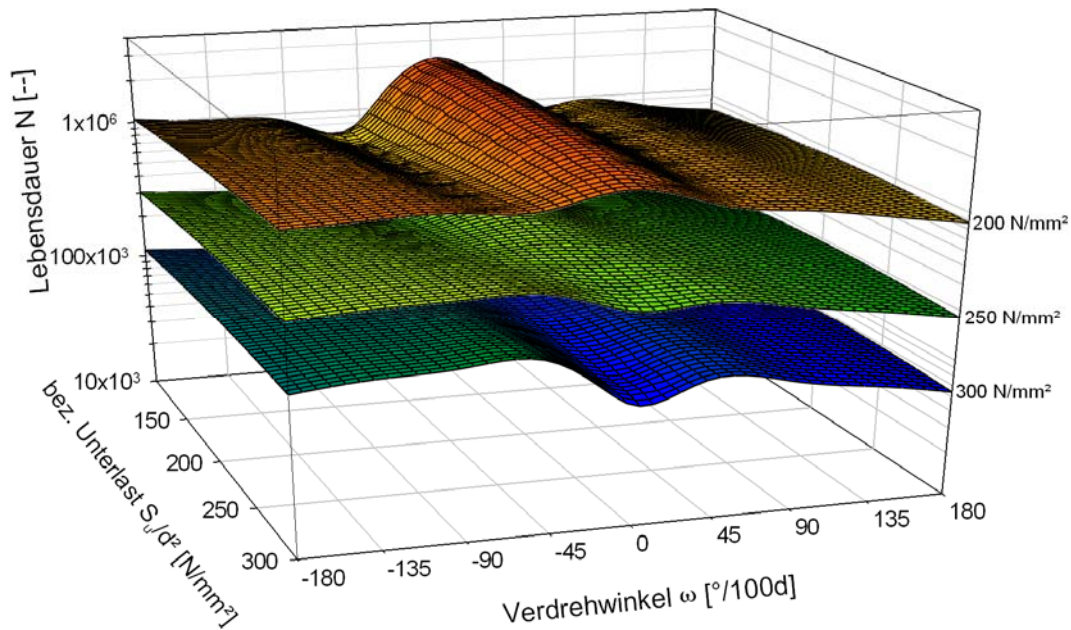


Abb. 6.9: Vergleich der Lebensdauern Seil B (logarithmisch) für $2S_a/d^2 = 200, 250, 300 \text{ N/mm}^2$

Abb. 6.10 zeigt diesen großen Einfluss bereits kleiner Verdrehungen auf die Lebensdauer nochmals anschaulich anhand der bezogenen Schwingweite $2S_a/d^2 = 150 \text{ N/mm}^2$. Die Werte in Abb. 6.10 sind extrapoliert, man beachte die Applikatenskalierung. Mit abnehmender bezogener Schwingweite $2S_a/d^2$ nimmt der Einfluss der Verdrehung auf die Seillebensdauer zu, vergleiche Abb. 6.10 mit Abb. 6.8.

Bei kleinen negativen Verdrehwinkeln ($-45^\circ/100d < \omega < -90^\circ/100d$) wurden bei diesem Seil im Modell geringe Lebensdauerzunahmen erkennbar (Bereich A). Bei positiven Verdrehwinkeln ($\omega > 0$) waren hier Lebensdauerabnahmen feststellbar (Bereich B).

Bei Durchführung der experimentellen Zugschwellversuche wurden bei keiner der durchgeführten Versuchsreihen bei zunehmendem Verdrehwinkel Lebensdauerzunahmen festgestellt (siehe Abb. 5.14 bis Abb. 5.16 in Kap. 5.3.4). Folglich ist die im Modell erkennbare Lebensdauerzunahme (Abb. 6.10, Bereich A) der Regressionsanalyse zuzuschreiben.

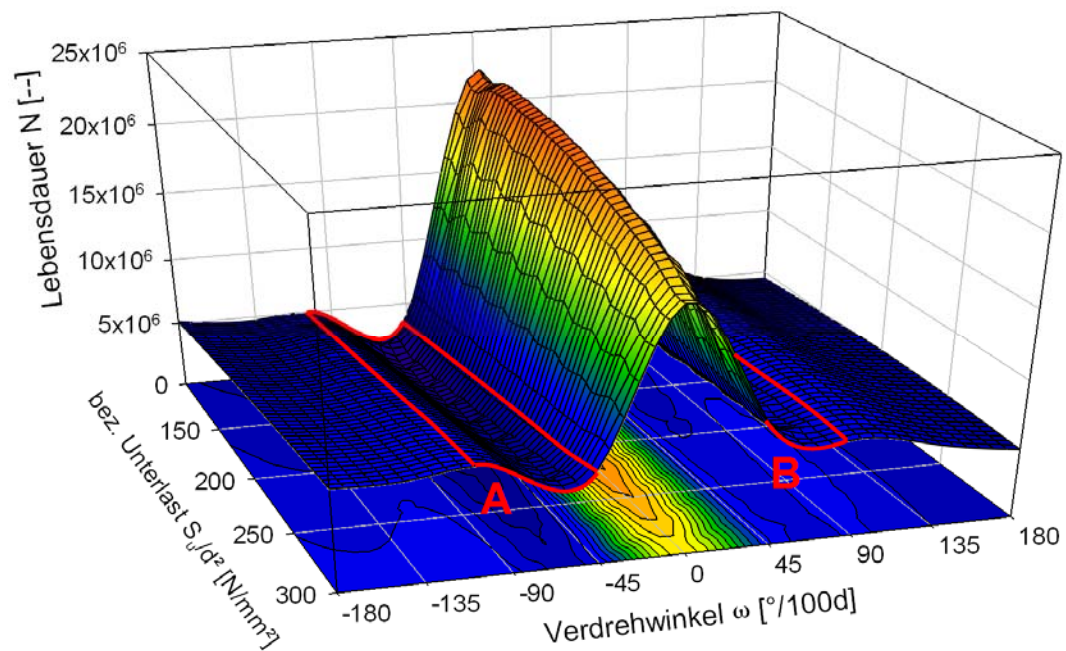


Abb. 6.10: Lebensdauer Seil B für $2S_u/d^2 = 150 \text{ N/mm}^2$, Auswertung sektional mit 45° -Inkrementen (extrapoliert)

Die Lebensdauerdiagramme der bei Seil B untersuchten bezogenen Schwingweiten sind ebenfalls im Anhang zu finden. Man beachte auch hier die Applikationskalierung.

6.5 Korrelationsanalyse

Die Auswertung der experimentellen Zugschwellversuche erfolgte mit dem eigens hierfür erarbeiteten Regressionsansatz Glg. (6.7) und mit dem „sektionalen Auswerteverfahren“ wie in Kap. 6.4.1 beschrieben.

In diesem Kapitel wird das hierauf basierende und in den vorhergehenden Kap. 6.4.2.3 und 6.4.3.3 vorgestellte mathematische Modell zur Beschreibung der Lebensdauer bei Zugschwellbelastung und Verdrehung hinsichtlich seiner Korrelation mit den experimentell ermittelten Versuchsergebnissen analysiert. Die Lebensdauererhersagen des mathematischen Modells $N_{\text{mod},i}$ werden mit den experimentell ermittelten Lebensdauern $N_{\text{exp},i}$ (Kapitel 5.2.4 und 5.3.4) verglichen, um eine Aussage über die Qualität des Modells zu erhalten.

6.5.1 Bestimmtheitsmaße und Standardabweichungen

Das Bestimmtheitsmaß $B (= R^2)$ beschreibt die Güte des Regressionsmodells, das zur Beschreibung der Seillebensdauer verwendet wird [45,68].

Das Bestimmtheitsmaß wird ermittelt wie allgemeingültig in Glg. (6.8) dargestellt. Hierbei repräsentiert y_i die in den Zugschwellversuchen ermittelten Lebensdauern und $y(x_{i,m})$ die durch das mathematische Modell geschätzten, zu erwartenden Lebensdauern:

$$B = R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y(x_{i,m}))^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}(x_{i,m}))^2} = \frac{\sum_{i=1}^n (y(x_{i,m}) - \bar{y}(x_{i,m}))^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}(x_{i,m}))^2} \quad (6.8)$$

Die Standardabweichung wird als Maß für die Streuung der Versuchswerte angesehen [41]. Hinsichtlich der Streuung der Ergebnisse wird eine logarithmische Normalverteilung zu Grunde gelegt. Diese hat sich in früheren Untersuchungen zur Beschreibung der Ausfallwahrscheinlichkeit von Seilen als geeignet erwiesen (z.B. [29,66,77,80]).

Im Fall einer logarithmischen Normalverteilung wird die Standardabweichung s zur logarithmischen Standardabweichung lgs . Diese wird bestimmt wie in Glg. (6.9) dargestellt [45]. Hierbei repräsentiert y_i die in den Zugschwellversuchen ermittelten Lebensdauern und $y(x_{i,m})$ die durch das mathematische Modell geschätzten, zu erwartenden Lebensdauern. Der Faktor n gibt den Umfang der Stichprobe an (Anzahl der Beobachtungen), p die Anzahl der Freiheitsgrade des gewählten Regressionsansatzes:

$$lgs = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y(x_{i,m}))^2}{n - p - 1}} \quad (6.9)$$

Für die zu analysierenden Zugschwellversuche ergeben sich somit folgende Funktionen:

$$B = R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (\lg N_{\text{exp},i} - \lg N_{\text{mod},i})^2}{\sum_{i=1}^n (\lg N_{\text{exp},i} - \lg \bar{N}_{\text{mod},i})^2} = \frac{\sum_{i=1}^n (\lg N_{\text{mod},i} - \lg \bar{N}_{\text{mod},i})^2}{\sum_{i=1}^n (\lg N_{\text{exp},i} - \lg \bar{N}_{\text{mod},i})^2} \quad (6.10)$$

$$lgs = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\lg N_{\text{exp},i} - \lg N_{\text{mod},i})^2}{n - p - 1}} \quad (6.11)$$

In Tab. 6.8 und Tab. 6.9 sind die Bestimmtheitsmaße B_i sowie die zugehörigen Standardabweichungen lgs_i für den gewählten Regressionsansatz (6.7) dargestellt.

Die Bestimmtheitsmaße B_i variieren je nach Seil und Verdrehbereich. Für Seil A betragen sie $B_{A,i} \geq 0,85$, für Seil B $B_{B,i} \geq 0,92$. Die logarithmischen Standardabweichungen lgs_i variieren ebenfalls je nach Verdrehbereich. Sie liegen für Seil A bei sektionaler Auswertemethode zwischen $0,100 < lgs_{A,i} < 0,189$ beziehungsweise für Seil B zwischen $0,124 < lgs_{B,i} < 0,171$.

Klöpfer berichtet in [41] von Zugschwellversuchen ohne Verdrehung und findet mit dem von ihm gewählten Regressionsansatz Glg. (5.3) für die dort untersuchten Litzenseile 6x36 WS SES sZ je nach Seilennendurchmesser Bestimmtheitsmaße zwischen $0,786 > B_{i,6x36} > 0,973$ sowie logarithmische Standardabweichungen zwischen $0,082 < lgs_{i,6x36} < 0,255$. Für die von ihm untersuchten Spiralseile 1x37 SSZ (ebenfalls unterschiedliche Seilennendurchmesser) findet Klöpfer Bestimmtheitsmaße zwischen $0,794 > B_{i,1x37} > 0,943$ sowie logarithmische Standardabweichungen $0,090 < lgs_{i,1x37} < 0,198$ (ebenfalls [41]). Die mittleren Bestimmtheitsmaße und mittleren logarithmischen Standardabweichungen betragen bei Klöpfer für das Litzenseil 6x36 $B = 0,649$ und $lgs = 0,293$ sowie für das Spiralseil 1x37 $B = 0,636$ und $lgs = 0,227$.

Feyrer gibt in [29] für Zugschwellversuche an unverdrehten Seilen eine mittlere logarithmische Standardabweichung $lgs = 0,283$ an.

Die hier ermittelten Bestimmtheitsmaße B_i und logarithmischen Standardabweichungen lgs_i liegen folglich durchgängig in einem für Zugschwellversuche niedrigen Bereich. Die experimentell ermittelten Lebensdauern werden folglich durch den gewählten Regressionsansatz mit guter Genauigkeit beschrieben (vgl. [28,29,41,75]).

Verdrehbereich	I	II	III	IV
ω [°/100d]	-360 – 0	0	0 – +360	-360 – +360
B_i [--]	0,858	0,919	0,951	0,885
lgs_i [--]	0,189	0,143	0,100	0,125

Tab. 6.8: Bestimmtheitsmaße B_i und Standardabweichungen lgs_i Seil A

Verdrehbereich	V	VI	VII	VIII
ω [°/100d]	-180 – 0	0	0 – +180	-180 – +180
B_i [--]	0,924	0,987	0,978	0,950
lgs_i [--]	0,171	0,124	0,126	0,208

Tab. 6.9: Bestimmtheitsmaße B_i und Standardabweichungen lgs_i Seil B

In Abb. 6.11 sind die experimentellen Versuchsergebnisse von Seil A den zugehörigen Regressionsgeraden gegenübergestellt, in Abb. 6.12 sind die expe-

rimentellen Versuchsergebnisse von Seil B den zugehörigen Regressionsgeraden gegenübergestellt. Der gewählte Regressionsansatz schätzt die in den Zugschwellversuchen erzielten Lebensdauern für beide untersuchten Seilkonstruktionen mit hoher Genauigkeit. Dies ist hinsichtlich der Lebensdauerabschätzung wünschenswert, um die Ablegereife rechtzeitig vor Bruch des Seiles feststellen zu können [29].

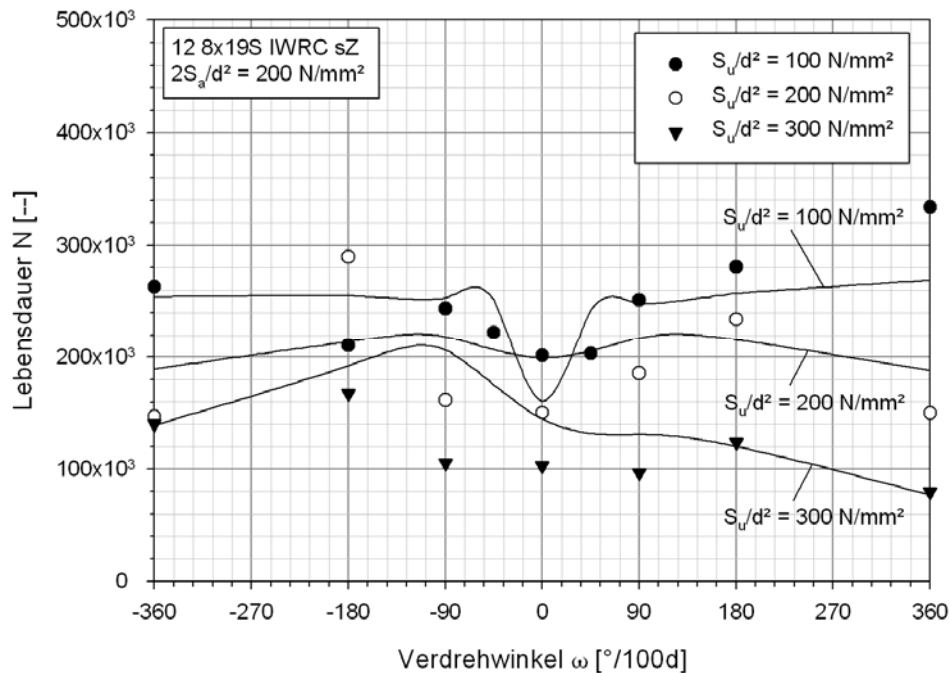


Abb. 6.11: Regressionskurven Seil A für $2S_u/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$

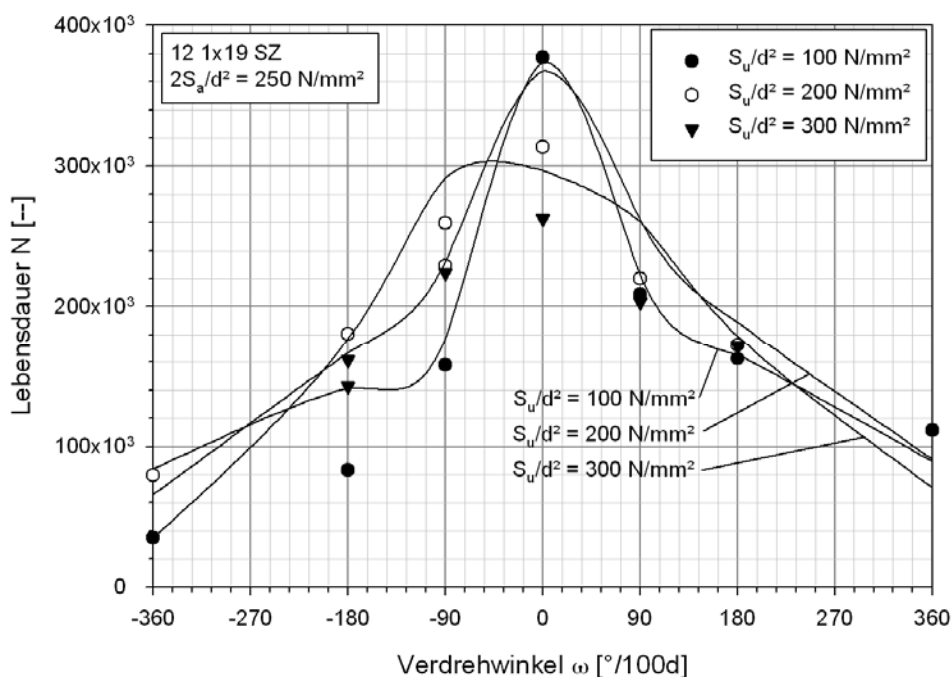


Abb. 6.12: Regressionskurven Seil B für $2S_u/d^2 = 250 \text{ N/mm}^2$

Die Korrelationsanalyse des gewählten Regressionsansatzes zeigt, dass der in Kap. 6.3 vorgestellte Ansatz (6.7) zur Beschreibung der zu erwartenden Seil-Lebensdauer in Abhängigkeit der Parameter bezogener Schwingweite $2S_a/d^2$, bezogener Unterlast S_u/d^2 sowie der Verdrehung ω sehr gut geeignet ist.

Die Graphen der durchgeführten Zugschwellversuche mit den zugehörigen Regressionsgraphen sind im Anhang zu finden.

6.5.2 Statistische Abgrenzung

Die mit dem gewählten Regressionsansatz Glg. (6.7) (siehe S. 112) erstellten Regressionsgraphen können unter Verwendung der logarithmischen Standardabweichung lgs bezüglich eines beliebig definierbaren Anteils an Versuchswerten nach oben und unten statistisch abgegrenzt werden. Die Bruchschwingzahl N , die mit 95%-iger Wahrscheinlichkeit von höchstens γ % der Prüflinge nicht erreicht wird, bestimmt sich zu [68]:

$$\lg N_\gamma = \lg N \pm u_\gamma lgs \quad (6.12)$$

In der Seiltechnik wird meist die Bruchschwingzahl N gesucht, die mit 95%-iger Wahrscheinlichkeit von höchstens 10 % der Prüflinge nicht erreicht wird [29,41,66,80]. Diese wird mit Glg. (6.12), $\gamma = 10$ % und $u_\gamma = -1,282$ bestimmt zu:

$$\lg N_{10} = \lg N - 1,282 lgs \quad (6.13)$$

Auf weiterführende Betrachtungen (z.B. Konfidenzintervalle) wird an dieser Stelle verzichtet und auf die entsprechende Literatur verwiesen.

6.6 Fazit

In diesem Kapitel wurde ein neuer Regressionsansatz zur Beschreibung der Lebensdauer zugschwellbelasteter, verdrehter Seile vorgestellt, der neben den lastspezifischen Parametern „Schwingweite“ und „Unterlast“ erstmals auch die Verdrehung des Seiles adäquat berücksichtigt.

Das vorgestellte mathematische Modell basiert auf den experimentell gewonnenen Versuchsergebnissen der am IFT durchgeführten Zugschwellversuche, die in der in dieser Forschungsarbeit vorgestellten Weise so erstmalig durchgeführt, ausgewertet und dargestellt wurden.

Mit dem vorgestellten Regressionsansatz wurden zwei unterschiedliche Auswerteverfahren durchgeführt und bewertet. Bei Durchführung der Regressionsanalysen zeigte sich, dass die Auswertung der Versuchsdaten mittels „globaler Auswertemethode“ (Regressionskoeffizienten b_{iIV} (Seil A) beziehungsweise b_{iVIII}

(Seil B)) die zu erzielenden Lebensdauern der Seile trotz guter mathematischer Bestimmtheitsmaße B_i nur unzureichend wiedergeben. Die über den Verdrehwinkel ω auftretenden Zu- bzw. Abnahmen der zu erreichenden Lebensdauer N werden nicht adäquat wiedergegeben, vgl. beispielsweise Abb. 6.1 mit Abb. 6.4.

Erst die „sektionale Auswertemethode“ liefert die notwendige Genauigkeit hinsichtlich der zu erzielenden Seillebensdauer als Funktion von bezogener Schwingweite $2S_a/d^2$, bezogener Unterlast S_u/d^2 sowie Verdrehung ω .

Die Bewertung der Qualität einer Regressionsanalyse ausschließlich auf Basis des erzielten Bestimmtheitsmaßes B ist nach Meinung des Autors demnach als nicht ausreichend anzusehen. Die errechneten Ergebnisse der Regressionsanalyse sollten direkt mit experimentell gewonnenen Ergebnissen abgeglichen werden.

In der vorliegenden Arbeit wurde dies im Rahmen einer Korrelationsanalyse geleistet. Das mathematische Modell wurde mit statistisch bewährten Verfahren analysiert und anschließend den experimentell ermittelten Versuchsergebnissen direkt gegenübergestellt.

Hierdurch wurde nachgewiesen, dass die in den experimentellen Versuchen erzielten Lebensdauern mit dem in Kap. 6.3 vorgestellten Regressionsansatz (Glg. (6.7)) sowie dem sektionalen Auswerteverfahren mit hoher Genauigkeit abgebildet werden.

Die gewählte und hier beschriebene Vorgehensweise ist deshalb so wichtig, da gegenüber bisherigen Untersuchungen [28,41] ein zusätzlicher Parameter berücksichtigt werden musste und sich die Ergebnisse von Seil A (Litzenseil 8x19) signifikant von Seil B (1x19) unterscheiden.

7 Mikroskopische Untersuchungen

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen wurden mit Seil A 79 Zugschwellversuche mit einer Gesamtschwingspielzahl von 60.299.329 Schwingspielen durchgeführt. Hiervon wurden 47 Zugschwellversuche mit einer Gesamtschwingspielzahl von 9.560.127 Schwingspielen für die Regressionsanalyse herangezogen (siehe Kap. 5.2.4, „Lebensdauer unter Zugschwellbelastung über ω “ und Kap. 6.4.2, „Regressionsanalyse Seil A“). Die restlichen Versuchsergebnisse wurden als ungültig verworfen, da sie nicht den in Kap. 4.6.4 definierten Vorgaben entsprachen (z.B. Durchläufer, Maschinenfehler, Einspannbrüche, etc.).

Bei Seil A wurden in den 47 als gültig gewerteten experimentellen Zugschwellversuchen bei identischen bezogenen Schwingweiten $2S_a/d^2$ und bezogenen Unterlasten S_u/d^2 bei geringer positiver als auch bei geringer negativer Verdrehung teilweise Lebensdauerzunahmen im Vergleich zum unverdrehten Zustand festgestellt. Diese Messergebnisse waren hinsichtlich der in Kap. 2.2 beschriebenen Veränderungen im Seil bei Verdrehung zunächst überraschend.

Bei Begutachtung der Prüflinge waren Kerben auf den Drahtoberflächen aufgefallen, deren Auftreten so bisher nicht beobachtet worden war (siehe S.134 ff.). Diese Kerben waren an den als gültig bewerteten Prüflingen bereits makroskopisch feststellbar.

Während der Forschungsarbeit führte der Autor Gespräche mit verschiedenen international anerkannten Seilexperten und führte nach deren Hinweisen mikroskopische Untersuchungen der Kerben an verschiedenen Prüflingen durch (optisch und Rasterelektronenmikroskop „REM“).

Die Ergebnisse dieser mikroskopischen Untersuchungen werden im Folgenden dargestellt.

7.1 Systematik der mikroskopischen Untersuchungen

Die Ursache einer erhöhten Seillebensdauer ist im Allgemeinen auf eine erhöhte Lebensdauer der Einzeldrähte zurückzuführen [80]. Folglich sind die Einzel-

drähte, die im unverdrehten Zustand zuerst versagen, hinsichtlich veränderter Schädigungsmechanismen genauer zu untersuchen.

Bei zugschwellbelasteten Litzenseilen treten die ersten Einzeldrahtbrüche in der Regel an den Kontaktstellen zwischen den Litzen und der Stahleinlage auf [29,41]. Folglich sind diese Bereiche einer eingehenden mikroskopischen Begutachtung zu unterziehen.

Die Kerben, deren Auftreten so bisher nicht beobachtet worden war, waren an sämtlichen als gültig bewerteten Prüflingen bereits makroskopisch feststellbar. Für ein weiterführendes Verständnis wurden deshalb einzelne Prüflinge exemplarisch eingehenden mikroskopischen Untersuchungen unterzogen.

Hierzu wurden gezielt Prüflinge ausgewählt, die in den Zugschwellversuchen mit jeweils identischen Zugschwellbelastungen (identische bezogene Schwingweiten $2S_a/d^2$ sowie identische bezogene Unterlasten S_u/d^2) und unterschiedlichen Verdrehungszuständen ω geprüft wurden, um den Einfluss der Verdrehung auf die geometrische Ausbildung der Kerben zu untersuchen.

Die zu mikroskopierenden Prüflinge wurden gemäß der in Tab. 7.1 dargestellten Systematik ausgewählt.

lfd. Nr. [--]	$2S_a/d^2$ [N/mm ²]	S_u/d^2 [N/mm ²]	ω [°/100d]	Bemerkungen
1	--	--	0	Neuzustand
2	200	300	0	unverdreh
3	200	300	+360	zugedreht
4	200	300	-360	aufgedreht

Tab. 7.1: Systematik der mikroskopischen Untersuchungen

Wie bereits in Kap. 5 dargelegt, wurde eine Lebensdauerzunahme der Seile im verdrehten Zustand ausschließlich bei Seil A festgestellt. Bei Seil B trat bei sämtlichen durchgeführten Versuchsreihen bei zunehmender Verdrehung eine Abnahme der Seillebensdauer auf. Diese Abnahme der Seillebensdauer bei zunehmender Verdrehung ist bei Seil B mit der Lastumverteilung zwischen den in unterschiedliche Schlagrichtungen geschlagenen Drahtlagen erklärbar (siehe Kap. 5.3.4.2). Aus diesem Grund wurden systematische mikroskopische Untersuchungen an Seil B nicht notwendig.

7.2 Zugschwellbelastung ohne Verdrehung

Abb. 7.1 zeigt eine einzelne Litze eines Prüfmusters von Seil A im Neuzustand. Es ist deutlich erkennbar, dass die Außendrähte der Litze keine signifikanten Oberflächenverletzungen aufweisen.

Abb. 7.2 zeigt die Litze eines Prüfmusters, welches mit einer bezogenen Schwingweite von $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$ sowie einer bezogenen Unterlast von $S_u/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$ im unverdrehten Zustand ($\omega = 0^\circ/100d$) geprüft wurde.

Die aus der Zugschwellbelastung resultierenden Oberflächenverletzungen der Litzenaußendrähte waren bereits makroskopisch als Kerben an den Drahtoberflächen deutlich erkennbar.



Abb. 7.1: Litze Seil A im Neuzustand ohne signifikante Kerben an den Drahtoberflächen (x30, $N = 0$)



Abb. 7.2: Litze Seil A nach Zugschwellversuch mit $\omega = 0$ mit einer Kerbe je Draht (x30, $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, $S_u/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$, $N = 102.895$)

Aus dem Vergleich der beiden Abbildungen wird ersichtlich, dass die auf die Litzenaußendräfte aufgebrachtten Kerben nicht aus dem Verseilprozess, sondern aus dem Zugschwellversuch selbst herrühren müssen.

7.3 Zugschwellbelastung mit positiver Verdrehung

Abb. 7.3 zeigt die Litze eines Prüfmusters, welches mit $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$ sowie $S_u/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$ positiv verdreht ($\omega = +360^\circ/100d$) geprüft wurde. Die aus der Zugschwellbelastung resultierenden Oberflächenverletzungen der Litzenaußendräfte an den Kontaktstellen zur Seileinlage waren bereits ebenfalls makroskopisch erkennbar.

Bemerkenswerterweise verfügt jeder Litzenaußendraht im Kontaktbereich über zwei Kerben. Gemäß den Erläuterungen in Kap. 3.5 beeinflussen sich diese wechselseitig („Kerbreihe“).

Durch Vergleich von Abb. 7.1 (Neuzustand) mit Abb. 7.3 wird deutlich, dass beide Kerben ebenfalls vom Zugschwellversuch herrühren müssen.

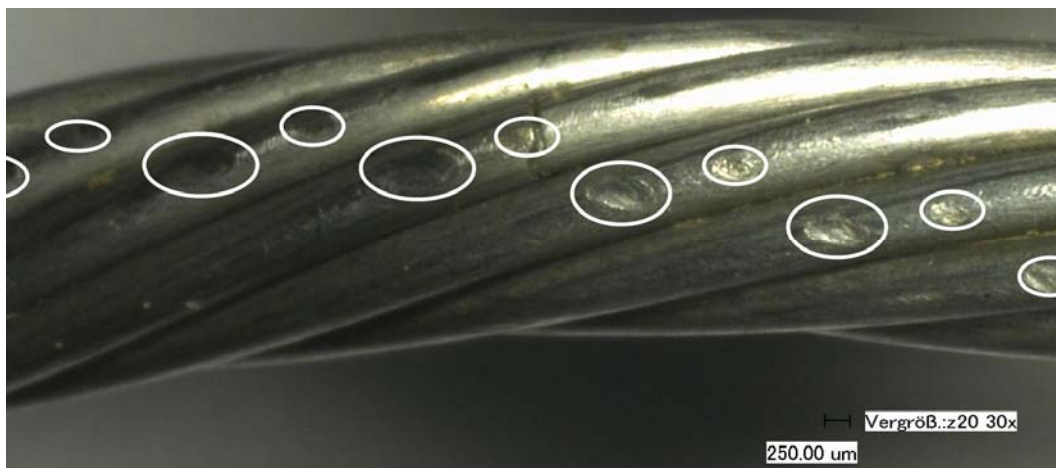


Abb. 7.3: Litze Seil A nach Zugschwellversuch mit $\omega = +360^\circ/100d$ mit Drahtbruch und zwei Kerben je Draht ($\times 30$, $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, $S_u/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$, $N = 79.845$)

7.4 Zugschwellbelastung mit negativer Verdrehung

Abb. 7.4 zeigt die Litze eines Prüfmusters, welches im negativ verdrehten Zustand ($\omega = -360^\circ/100d$) mit $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$ sowie $S_u/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$ geprüft wurde.

Die aus der Zugschwellbelastung resultierenden Oberflächenverletzungen der Litzenaußendräfte an den Kontaktstellen zur Seileinlage waren auch hier makroskopisch erkennbar.

Im Vergleich zum unverdrehten Zustand ($\omega = 0^\circ/100d$) weisen die Oberflächenverletzungen der Litzenaußendrähte im Kontaktbereich zur Seileinlage Kerben geringer Tiefe und geringerer Kerbschärfe auf, vgl. Abb. 7.2.

Dies lässt auf geringere Pressungen und folglich geringere Spannungserhöhungen im Kerbgrund der Litzenaußendrähte schließen, schließen, vergleiche Kap. 3.5.

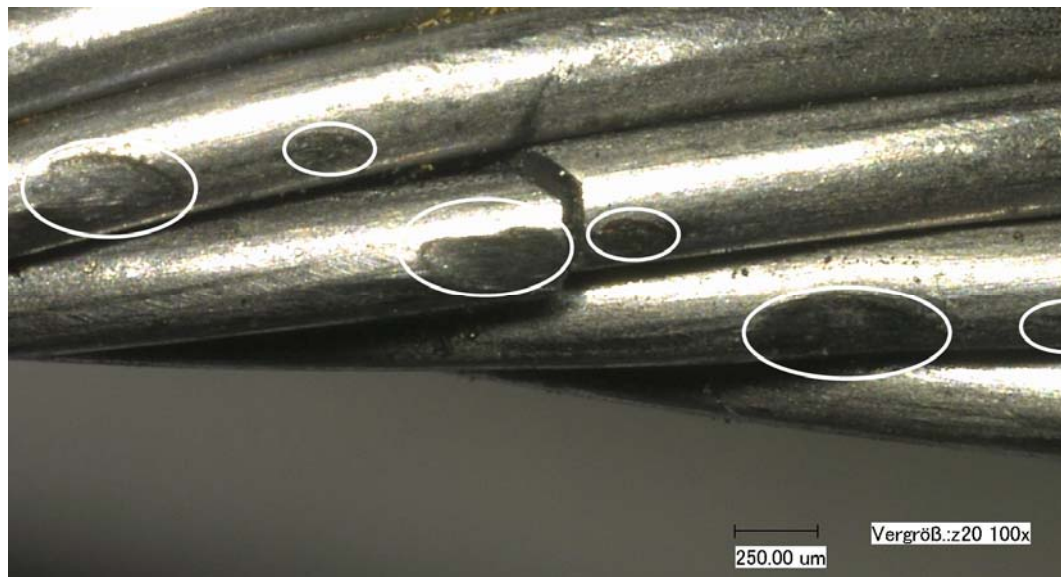


Abb. 7.4: Litze Seil A nach Zugschwellversuch mit $\omega = -360^\circ/100d$
($\times 100$, $2S_d/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, $S_d/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$, $N = 139.972$)

Weiterhin wurden bei negativ verdrehten, zugschwellbelasteten Prüfmustern Drahtbrüche in der Seileinlage gefunden. Bei positiv verdrehten, zugschwellbelasteten Prüfmustern war dies nicht der Fall.

Abb. 7.5 zeigt die Seileinlage eines negativ verdrehten, zugschwellbelasteten Prüfmusters nach Entfernen der Litzen. Es ist erkennbar, dass die inneren Drahtlagen der Seileinlage multiple Scherbrüche aufweisen, die Decklage der Seileinlage weist jedoch keine Drahtbrüche auf. Abb. 7.6 zeigt die innere Drahtlage der Seileinlage nach Entfernen der Decklage.



Abb. 7.5: Deformierte und innen gebrochene Seileinlage Seil A
($\times 10$, $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, $S_u/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$, $\omega = -360^\circ/100d$, $N = 139.972$)

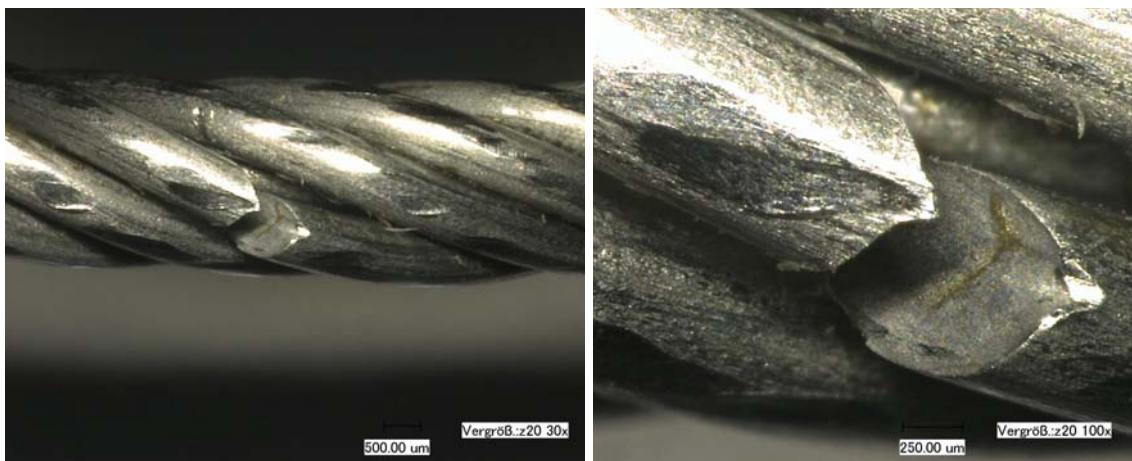


Abb. 7.6: Seileinlage Seil A ohne Decklage mit Drahtbruch ($\times 30/\times 100$, $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, $S_u/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$, $\omega = -360^\circ/100d$, $N = 139.972$)

Bei zugschwellbelasteten Seilen treten im unverdrehten Zustand die Drahtbrüche hauptsächlich in den höchstbelasteten Kontaktbereichen zwischen Außendrähten der Litzen und Außendrähte der Seileinlage auf. Ein Auftreten von Drahtbrüchen in den inneren Lagen der Seileinlage ohne Drahtbrüche in der Decklage der Seileinlage ist (beispielsweise von Klöpfer [41]) bisher nicht beobachtet worden.

Diese Verteilung der Drahtbrüche ist jedoch mit den unterschiedlichen Längungen der Einzeldrähte auf Grund der Verdrehung erklärbar. Die relative Längung der inneren Drähte der Seileinlage ist bei negativer Verdrehung auf Grund des geringen Wickelradius dieser Drähte am geringsten. Dies resultiert bei Zugbelastung in eine überproportionale Belastung der Seileinlage von innen nach

außen und führt vermehrt zu Drahtbrüchen im Inneren der Seileinlage (vgl. Fußnote 11, S. 90 in Kap. 5.2.3.2).

7.5 Einzeldrahtbruchuntersuchung

Abb. 7.7 zeigt einen Drahtbruch des Prüfmusters unter dem Rasterelektronenmikroskop.

Die Aufnahmen mit dem Rasterelektronenmikroskop wurden dem Autor vom Ingenieurbüro „Wire Rope Technology Aachen“ (Herr Dipl.-Ing. R. Verreet) freundlicherweise zur Verfügung gestellt.

Deutlich zu erkennen sind

- die aus dem Ziehvorgang resultierende axial orientierte Oberflächenstruktur (Bereich A, Hinweis auf homogene Druckeigenstressungen in oberflächennahen Bereichen),
- die Oberflächenverletzung im Bruchausgangsbereich in der Kontaktzone zur Seileinlage (Bereich B),
- durch die Oberflächenpressung abgeschertes Material im Bereich des Bruchausgangs (Bereich C),
- vom Bruchausgang konzentrisch verlaufende Rastlinien (typisch für Ermüdungsbrüche, Bereiche D),
- der Übergang vom Ermüdungsbruch („E“) zum Scherbruch („R“) (Bereich X, Restbruchfläche ca. 30%),
- auf der Litzeninnenseite die Kerben zu Nachbardrähten gleicher und innerer Litzenlage (Bereiche F).

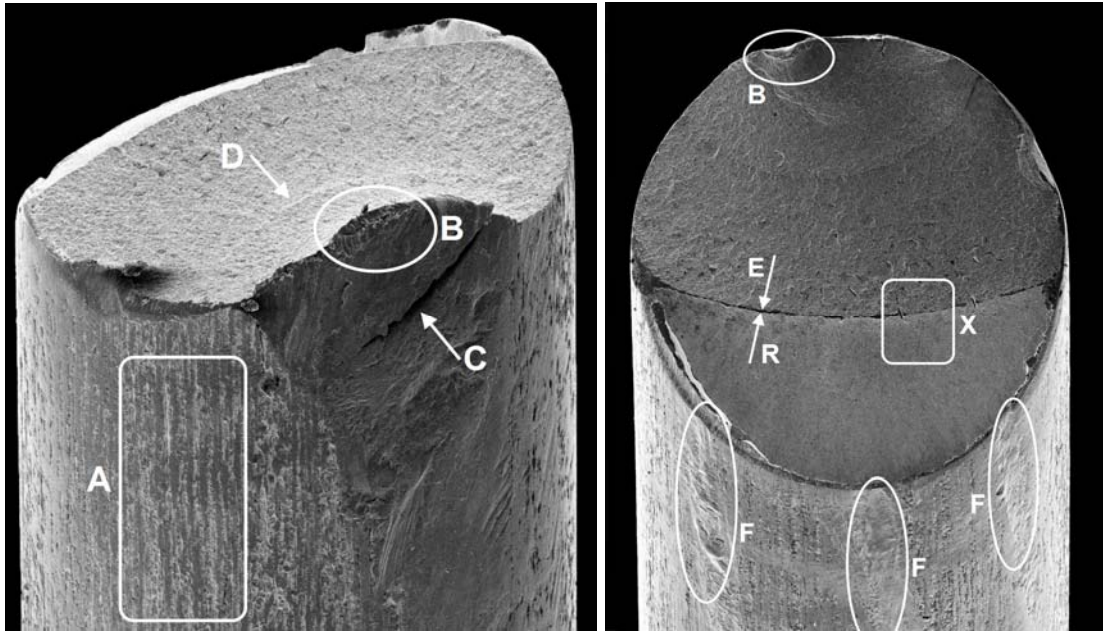


Abb. 7.7: Einzeldraht Seil A, $d = 0,77 \text{ mm}$, Bruchausgang auf der Seileinlage zugewandten Seite (links, $\times 90$), Restbruchfläche auf Litzeninnenseite (rechts, $\times 80$) Bereich X verweist auf Abb. 7.8, rechts ($2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, $S_u/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$, $\omega = +360^\circ/100d$) [Quelle: Ingenieurbüro „Wire Rope Technology Aachen, Herr Dipl.-Ing. R. Verreet]

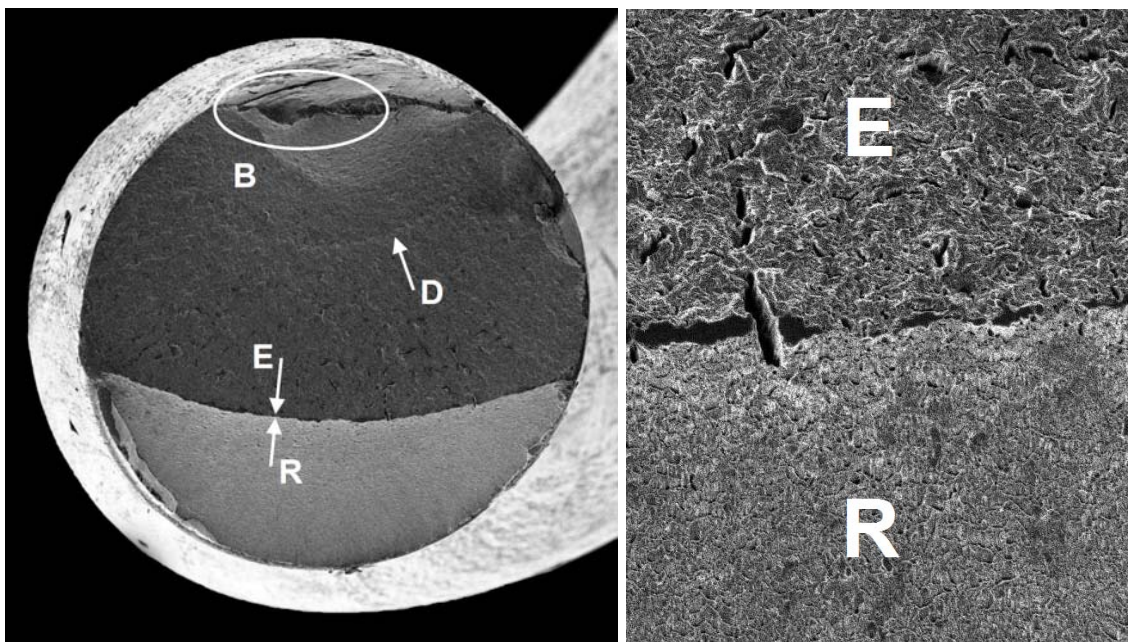


Abb. 7.8: Einzeldraht Seil A, $d = 0,77 \text{ mm}$, Übergang vom Ermüdungsbruch zum Scherbruch (links, $\times 80$), Oberflächenstruktur vergrößert (rechts, Bereich „X“, $\times 340$), ($2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$, $S_u/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$, $\omega = +360^\circ/100d$) [Quelle: Ingenieurbüro „Wire Rope Technology Aachen, Herr Dipl.-Ing. R. Verreet]

7.6 Fazit der mikroskopischen Untersuchungen

An Hand der durchgeführten mikroskopischen Untersuchungen konnte nachgewiesen werden, dass sich bei Verdrehung des Seiles die Kontaktbedingungen zwischen Litzen und Seileinlage signifikant ändern. Die Außendrähte der Litzen wiesen

- im Neuzustand keine Kerben auf,
- nach Zugschwellbelastung im unverdrehten Zustand eine Kerbe je Litzenaußendraht auf,
- nach Zugschwellbelastung im positiv verdrehten Zustand (zugedreht) je Litzenaußendraht zwei Kerben geringeren Durchmessers und geringerer Kerbtiefe als im unverdrehten Zustand auf,
- nach Zugschwellbelastung im negativ verdrehten Zustand (aufgedreht) je Litzenaußendraht zwei Kerben geringeren Durchmessers und geringerer Kerbtiefe als im unverdrehten Zustand auf.

Im zugschwellbelasteten Litzenseil versagen die Einzeldrähte als Folge der mit der Zugschwellbelastung einhergehenden schwellenden Querkontraktion bevorzugt in den Kontaktzonen der Außendrähte der Seileinlage mit den Litzenaußendrähten (vgl. [29,41]). Die durch Relativbewegung und lokale Druckspannungsspitzen erzeugte Abrasion führt zu lokalen Verletzungen der Drahtoberflächen und über die Seillebensdauer zu Oberflächenkerben, welche wiederum lokal erhöhten Zugspannungsniveaus in betreffenden Einzeldrähten zur Folge haben. Die Drahtbrüche treten in der Regel in diesen Bereichen auf.

Gemäß den in Kap. 3.5.1 („Einzelkerbe“) und Kap. 3.5.2 („Kerbreihe“) dargelegten Beziehungen der Kerbwirkungstheorie des klassischen Maschinenbaus führen die bei Verdrehung des Seiles auftretenden Kerbreihen zu geringeren lokalen Spannungserhöhungen in den Einzeldrähten. Die Drähte fallen nach einer größeren Anzahl akkumulierter Schwingspiele aus [80], in der Folge erhöht sich die Lebensdauer des Seiles.

Abb. 7.9 veranschaulicht schematisch diese Veränderungen der Kontaktbedingungen zwischen Außendrähten der Seileinlage und Litzenaußendrähten.

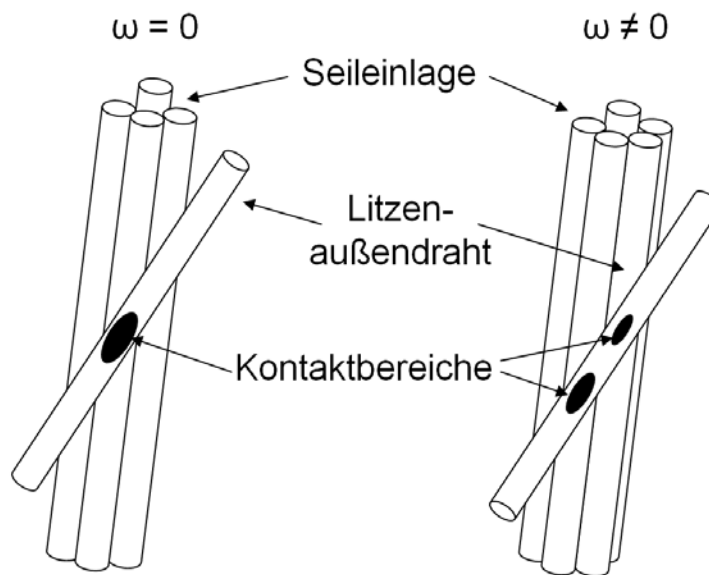


Abb. 7.9: Kontaktbedingungen zwischen Seileinlage und Litzen unverdreht (links) und verdreht (rechts)

Im Rahmen der durchgeführten Forschungsarbeit wurden zugschwellbelastete Drahtseile mikroskopisch untersucht. Hierzu wurden Seilmuster ausgewählt, welche identischen Zugschwellbelastungen bei unterschiedlichen Verdrehungszuständen unterworfen waren. Die aus diesen unterschiedlichen Verdrehungszuständen entstehenden Kerben konnten reproduzierbar nachgewiesen werden.

Im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit wurden etwa 10% der als gültig bewerteten Prüflinge erstmals systematisch einer eingehenden vergleichenden mikroskopischen Untersuchung unterzogen. Die experimentell bestimmten Ergebnisse der durchgeführten Zugschwellversuche (siehe die Kap. 5.2.4 und Kap. 5.3.4) und die Ergebnisse der durchgeführten Regressionsanalysen (siehe Kap. 6.4) werden durch die Feststellungen der mikroskopischen Untersuchungen erklärbar und in ihrer Validität bestätigt.

Der zu Grunde liegende physikalische Schädigungsmechanismus wurde mit der in Kap. 3.5 dargelegten Kerbwirkungstheorie des klassischen Maschinenbaus in der Theorie sowie mit den durchgeführten mikroskopischen Untersuchungen in der Praxis widerspruchsfrei nachgewiesen.

8 Diskussion

8.1 Litzenseil - Seil A

Hinsichtlich der in Kap. 2.2 beschriebenen Veränderungen im Seil auf Grund der Verdrehung erscheint es zunächst erstaunlich, dass beim Litzenseil 8x19 bei identischen Schwingweiten $2S_a$ und identischen Unterlasten S_u bei geringer Verdrehung sowohl in positiver ($\omega > 0$) als auch in negativer Richtung ($\omega < 0$) höhere Lebensdauern N als im unverdrehten Zustand ($\omega = 0$) erzielt wurden.

Aus einer aufgebrachten Zugbelastung resultiert im Seil stets eine Längsdehnung und damit verbunden eine Querkontraktion [41]. Die aus der Querkontraktion resultierende Schnürspannung bewirkt an den Berührstellen zwischen Außendrähten der Seileinlage und Litzenaußendrähten lokale Druckspannungsspitzen.¹⁴ In diesen Bereichen versagen die Einzeldrähte auf Grund des lokal erhöhten Spannungsniveaus sowie den aus den Relativbewegungen resultierenden Oberflächenverletzungen (siehe Kap. 7). Die im Einzeldraht wirkenden Spannungen sind somit direkt verantwortlich für die Zugschwellfestigkeit der Einzeldrähte und somit der Lebensdauer des Seiles (vgl. [80]).

Bei Litzenseilen sind die Litzen in der Regel recht locker auf der Seileinlage verseilt [41]. Dies hat zur Folge, dass die Seileinlage bei geringer Seilzugkraft den größten Anteil der Zuglast übernimmt. Erst bei weiter ansteigender Zugbelastung stützen sich die Litzenwendeln auf der Seileinlage ab und nehmen ihrerseits zunehmende Lastanteile auf (siehe auch Nichtlinearität des Seilelastizitätsmoduls, Kap. 3.9 und 5.2.3). Da die Litzen bei kleinen Seilzugkräften noch nicht vollständig mittragen, entsteht im Zugschwellversuch bei kleiner bezogener Unterlast S_u/d^2 eine größere Relativbewegung zwischen Litzen und Seilein-

¹⁴ Für die folgenden Überlegungen wird der Schnürdruck in erster Näherung als radial konstant angenommen. Tatsächlich ist er sowohl radial als auch axial inhomogener Natur [11]. Die Homogenität ist von der Qualität der Verseilung abhängig und rechnerisch nicht zugänglich [80].

lage. In diesem Fall wird zwischen den Litzenaußendrähten und den Außen­drähten der Seileinlage eine höhere Reibarbeit verrichtet als dies bei höheren bezogenen Unterlasten S_u/d^2 der Fall ist [41]. Neben der reinen Materialermü­dung der Einzeldrähte als Folge des dynamischen Zugspannungsanteils sind somit frühzeitige Oberflächenverletzungen der Einzeldrähte für die vorzeitige Drahtbruchentstehung verantwortlich.

Klöpfer bezeichnet dies in [41] als „Mittelspannungsempfindlichkeit“ und führt dies als Ursache dafür an, dass die Seillebensdauer im Zugschwellversuch bei kleiner werdender bezogener Unterlast S_u/d^2 abnimmt.

Die in Kap. 7 durchgeführten mikroskopischen Untersuchungen haben gezeigt, dass bei Seil A die Kontaktbedingungen zwischen Litzen und Seileinlage durch Verdrehung des Seiles signifikant verändert werden:

- Im unverdrehten Zustand ($\omega = 0$) bilden bei Seil A bei jeder Außenlitze je­weils ein Außendraht dieser Litze und ein Außendraht der Seileinlage einen Kontaktbereich. Dies führt bei Zugbelastung des Seiles in diesem Bereich zu jeweils einer Oberflächenkerbe auf den Außendrähten der Litze.
- Im verdrehten Zustand ($\omega \neq 0$) bilden bei Seil A bei jeder Außenlitze jeweils ein Außendraht dieser Litze und zwei Außendrähte der Seileinlage einen Kontaktbereich. Dies führt bei Zugbelastung des Seiles in diesem Bereich zu je zwei nebeneinander liegenden Oberflächenkerben mit jeweils geringerer Kerbtiefe (so genannte „Kerbreihe“) auf den Außendrähten der Litze (siehe Abb. 7.9). Diese Kerbreihen wurden in beiden Verdrehrichtungen (positiv und negativ) beobachtet.

Die in Kap. 3.5 dargelegte Kerbwirkungstheorie des klassischen Maschinen­baus (z.B. [19]) zeigt, dass die aus der Verdrehung des Seiles A resultierende Kerbreihe mit Kerben geringerer Kerbtiefe auf den Litzenaußendrähten in eine kleinere Kerbwirkungszahl resultiert. Die Spannungserhöhung im Draht wird im Kerbwirkungsbereich im Vergleich zum unverdrehten Zustand geringer (siehe Gln. (3.56) und Gln. (3.59)). Der Anriss des Drahtes im plastisch verformten Bereich des Kerbgrundes erfolgt erst nach einer größeren Zahl akkumulierter Schwingspiele. Die Lebensdauer des Einzeldrahtes und somit des Seiles erhöht sich im Vergleich zum einfach gekerbten Draht im unverdrehten Zustand.

Die experimentellen Ergebnisse der Zugschwellversuche und die Ergebnisse der durchgeführten Regressionsanalysen werden durch die Feststellungen der mikroskopischen Untersuchungen erklärbar und in ihrer Validität bestätigt

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass sich eine auf Seil A aufgebrachte Verdrehung auf die zu erzielende Lebensdauer hinsichtlich der beschriebenen Zusammenhänge wie folgt auswirkt:

Positive Verdrehung

Wird Seil A positiv verdreht (zugedreht), so

- wird die überproportionale Belastung der Seileinlage insbesondere bei niedrigen Zugbelastungen verringert, da die Litzen durch die Verdrehung verkürzt werden und so einen größeren Lastanteil aufnehmen.
- bewirkt diese Verdrehung bei kleinen Lasten eine Homogenisierung der aus Fertigungsungenauigkeiten resultierenden inhomogenen Einzeldrahtspannungen (auf Grund unterschiedlicher Einzeldrahtlängen im verseilten Zustand).
- werden die Kontaktbedingungen zwischen Litzen und Seileinlage dahingehend verändert, dass sich lokal betrachtet jede Litze mit einem Außendraht auf jeweils zwei Außendrähten der Seileinlage abstützt. Dies führt im Vergleich zum unverdrehten Zustand zu einer Kerbreihe mit Kerben jeweils geringerer Kerbtiefe. Die Lebensdauer des Einzeldrahtes erhöht sich im Vergleich zum einfach gekerbten Draht im unverdrehten Zustand (s.o.).

Negative Verdrehung

Wird Seil A negativ verdreht (aufgedreht), so

- wird die Seileinlage auf Grund der (relativ zu den Litzen) geringeren Längung überproportional belastet, da die Litzen durch die Verdrehung verlängert werden und so einen geringeren Lastanteil aufnehmen.
- bewirkt diese Verdrehung auch hier bei kleinen Lasten eine Homogenisierung der aus den Fertigungsungenauigkeiten herrührenden Einzeldrahtspannungsinhomogenitäten.
- werden die aus der Zugbelastung resultierenden lokalen Pressungen zwischen Litzenaußendrähten und Außendrähten der Seileinlage (im Vergleich zum unverdrehten Zustand bei identischen Lasten) reduziert.
- werden die Kontaktbedingungen zwischen Litzen und Seileinlage auch hier dahingehend verändert, dass sich lokal betrachtet jede Litze mit einem Außendraht auf jeweils zwei Außendrähten der Seileinlage abstützt. Dies führt im Vergleich zum unverdrehten Zustand zu einer Kerbreihe mit Kerben jeweils geringerer Kerbtiefe. Die Lebensdauer des Einzeldrahtes erhöht sich im Vergleich zum einfach gekerbten Draht im unverdrehten Zustand (s.o.).

8.2 Spiralseil - Seil B

Beim geprüften Spiralseil 1x19 sind die erste und die zweite Drahtlage in entgegengesetzten Schlagrichtungen verseilt (erste Drahtlage linksgängig „S“, zweite Drahtlage rechtsgängig „Z“).

Auf Grund der unterschiedlichen Schlagrichtungen der ersten und zweiten Drahtlage wird bei Verdrehung des Seiles somit stets eine Drahtlage positiv verdreht (zugedreht) und die jeweils andere Drahtlage gleichzeitig negativ verdreht (aufgedreht). Dies hat bei Verdrehung des Seiles B eine unmittelbare Lastumverteilung innerhalb des Seilverbundes zur Folge.

Die im Rahmen der Forschungsarbeit durchgeführten Zugschwellversuche haben gezeigt, dass die Lastumverteilung als Folge dieser gegenläufigen Verdrehung der beiden Drahtlagen bei Verdrehung des Seiles als Haupteinflussfaktor für die Abnahme der Lebensdauer von Seil B zu werten ist (siehe Kap. 5.3.4 und Kap. 6.4.3).

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass sich eine auf Seil B aufgebrachte Verdrehung auf die zu erzielende Lebensdauer hinsichtlich der beschriebenen Zusammenhänge wie folgt auswirkt:

Positive Verdrehung

Wird die (äußere) zweite Drahtlage positiv verdreht (zugedreht), so wird die relative Länge der Drähte dieser Drahtlage relativ zur Seillänge verkürzt. Die Drähte der zweiten Drahtlage

- nehmen auf Grund der Verkürzung einen überproportionalen Lastanteil auf,
- üben auf die darunter liegende Drahtlage und den Kerndraht eine erhöhte radiale Pressung aus.

Die erste Drahtlage wird hierbei entsprechend negativ verdreht (aufgedreht),

- die Länge der Drähte dieser Lage nimmt relativ zur Seillänge zu,
- auf Grund dieser Längung nehmen die Drähte dieser Drahtlage einen unterproportionalen Lastanteil auf.

Negative Verdrehung

Wird die (äußere) zweite Drahtlage negativ verdreht (aufgedreht), so wird die relative Länge der Drähte dieser Drahtlage relativ zur Seillänge verlängert. Die Drähte der zweiten Drahtlage

- nehmen auf Grund dieser Längung einen unterproportionalen Lastanteil auf,

- üben auf die darunter liegende erste Drahtlage eine verringerte radiale Pressung aus.

Die erste Drahtlage wird hierbei entsprechend positiv verdreht (zugedreht),

- die Länge der Drähte dieser Lage nimmt relativ zur Seillänge ab,
- auf Grund der Verkürzung nehmen die Drähte der ersten Drahtlage einen überproportionalen Lastanteil auf.

Weiterhin üben die Drähte der ersten Drahtlage im negativ verdrehten Zustand eine erhöhte Pressung auf den Kerndraht aus. Aufgrund der Linienberührung zwischen Kerndraht und den Drähten der ersten Drahtlage ist dies für die Seillebensdauer jedoch von untergeordneter Bedeutung [41].

8.3 Fazit

Basierend auf den analytischen Betrachtungen (Kap. 3), den Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen (Kap. 5), der durchgeführten Regressionsanalyse (Kap. 6) sowie den mikroskopischen Untersuchungen (Kap. 7) kann folgende zusammenfassende Aussage getroffen werden:

Die Lebensdauer eines zugschwellbelasteten, verdrehten Seiles wird maßgeblich durch drei Faktoren beeinflusst:

1. Dem Zusammenwirken von bezogener Schwingweite $2S_a/d^2$, bezogener Unterlast S_u/d^2 sowie der Verdrehung ω .
2. Der Veränderung der Kontaktbedingungen zwischen Litzen und Seileinlage (Litzenseil) beziehungsweise zwischen Drähten unterschiedlicher Drahtlagen (Spiralseil).
3. Der Lastumverteilung innerhalb des Seilverbundes bei Verdrehung des Seils
 - zwischen Litzen und Seileinlage (Litzenseil) beziehungsweise
 - zwischen Drähten unterschiedlicher Lagen (Spiralseil).

Bei Litzenseilen ändert sich die Länge der Litzen sich auf Grund des größeren Wickelradius relativ stärker als die der Seileinlage – dieser Effekt ist von der Konstruktion und der Richtung des Verdrehwinkels unabhängig.

Bei Spiralseilen hat eine Verdrehung des Seiles auf Grund der unterschiedlichen Schlagrichtungen der einzelnen Drahtlagen eine signifikante Lastumverteilung zwischen den Drahtlagen zur Folge – dieser Effekt ist ebenfalls von der Richtung des Verdrehwinkels unabhängig.

Der jeweils vorherrschende Schädigungsmechanismus ist somit von der verwendeten Seilkonstruktion, der Zugschwellbelastung sowie dem Grad der Verdrehung abhängig.

9 Praktische Anwendung

Der in Kap. 6.3 vorgestellte, auf den durchgeführten experimentellen Zugschwellversuchen basierende Regressionsansatz berücksichtigt neben den lastspezifischen Parametern erstmals die Verdrehung des Seiles.

Mit diesem Regressionsansatz und den ausgewerteten Zugschwellversuchen sind nun erstmals alle notwendigen Berechnungsgrundlagen und Regressionskoeffizienten für die experimentell untersuchten Seilkonstruktionen vorhanden, um nicht nur das Verhalten eines verdrehten, zugschwellbelasteten Drahtseiles bei Zugschwellbelastung, sondern auch dessen Lebensdauer prognostizieren zu können.

Im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen wurde vom Autor ein Berechnungsprogramm entwickelt, mit dessen Hilfe Analysen und für die untersuchten Seilkonstruktionen Lebensdauerprognosen für frei wählbare Rahmenbedingungen erstellt werden können.¹⁵

Dieses Berechnungsprogramm erlaubt folgende Analysen und Prognosen:

- Analyse 1: Analyse eines Seiles unter statischer Zugbelastung bei Berücksichtigung von Verdrehungen sowie des Seileigengewichtes.
- Analyse 2: Analyse eines Seiles unter dynamischer Zugschwellbelastung bei Berücksichtigung von Verdrehungen sowie des Seileigengewichtes.
- Analyse 3: Bestimmung der Seillebensdauer als Funktion von dynamischer Zugschwellbelastung bei Berücksichtigung von Verdrehungen sowie des Seileigengewichtes (bei Vorhandensein der Regressionskoeffizienten).

Die Analyse des Seiles unter statischer Zugbelastung bei Berücksichtigung von Verdrehungen sowie des Seileigengewichtes („Analyse 1“) erfolgt basierend auf

¹⁵ Dieses Programm steht den Mitarbeitern der Abteilung Seiltechnologie des Institutes für Fördertechnik & Logistik (IFT) der Universität Stuttgart zur Verfügung.

den Berechnungsgrundlagen, wie sie in Kap. 3.7 bzw. in [29] vorgestellt wurden.

Die Analyse des Seiles unter dynamischer Zugschwellbelastung bei Berücksichtigung von Verdrehungen sowie des Seileigengewichtes („Analyse 2“) erfolgt durch systematische Anwendung der in Kap. 3.7 bzw. in [29] vorgestellten Berechnungsgrundlagen auf den dynamischen Lastfall. Dies wurde bisher nicht geleistet und wird hier erstmals durchgeführt.

Die Bestimmung der Seillebensdauer als Funktion von Zugschwellbelastung und Verdrehung („Analyse 3“) erfordert den im Rahmen dieser Arbeit neu entwickelten Regressionsansatz sowie die zugehörigen, experimentell ermittelten Regressionskoeffizienten. Dies wird hier ebenfalls erstmals systematisch durchgeführt und vorgestellt.

9.1 Automatisiertes Berechnungsverfahren

Bei dem Berechnungsansatz nach Feyrer [28] bleibt die Verdrehung der Seilinkremente dx auf Grund des Seileigengewichtes unberücksichtigt bzw. es wird impliziert, dass die Verdrehung Null sei. Somit gilt für alle Seilinkremente ungeachtet ihrer Lage im Seil

$$N_{\text{klöpfer}} = f\left(\frac{2S_a}{d^2}, \frac{S_u}{d^2}\right) \quad (9.1)$$

$$\omega(x) = \omega_0 = \omega_{L/2} = \omega_L = 0 \quad (9.2)$$

Die in Kap. 6 vorgestellte Berechnungsmethode berücksichtigt zusätzlich die im Seil auftretende Verdrehung. Die Seillebensdauer wird somit eine Funktion von bezogener Schwingweite, bzw. Unterlast und Verdrehung und für jedes Seilinkrement dx unter Berücksichtigung der in diesem Seilinkrement existenten Verdrehung bestimmbar:

$$N_{\text{ernst}} = f\left(\frac{2S_a}{d^2}, \frac{S_u}{d^2}, \omega\right) \quad (9.3)$$

Erforderliche Eingabeparameter sind

- | | | |
|---------------------------------------|------------------|-------|
| – Seilistdurchmesser | d_{ist} | [mm] |
| – Spez. Seilgewicht | m | [g/m] |
| – Höhendifferenz | h | [m] |
| – Nutzlast (stat. Lastfall) | S_0 | [N] |
| – Oberlast, Unterlast (dyn. Lastfall) | S_0, S_u | [N] |

- Drehmomentkonstanten c_i [--]
- Schubmodul G [N/mm²]
- Regressionskoeffizienten b_i [--]

Das Programm bestimmt aus diesen Eingabewerten folgende Ergebnisse:

- Seilzugkräfte an den Endverbindungen:
 $S_{o,0}, S_{u,0}, S_{m,0}, S_{a,0}, S_{o,L}, S_{u,L}, S_{m,L}, S_{a,L}$ [N]
- Drehmomente im Seil:
 $M_o, M_u, \Delta M$ [Nm]
- Höhe der maximalen Drehwinkel:
 $x_{\phi_{\max,o}}, x_{\phi_{\max,u}}, \Delta x_{\phi_{\max}}$ [m]
- Größe der maximalen Drehwinkel:
 $\phi_{\max,o}, \phi_{\max,u}, \Delta \phi_{\max}$ [rad, °]
- Verdrehwinkel an den Endverbindungen:
 $\omega_{o,0}, \omega_{u,0}, \omega_{o,L}, \omega_{u,L}$ [rad/m, °/m, U/m, °/100d]
- Verdrehwinkeländerungen an den Endverbindungen:
 $\Delta \omega_o, \Delta \omega_L$ [rad/m, °/m, U/m, °/100d]
- Verdrehwinkel auf der freien Seillänge:
 $\omega_{o,L/4}, \omega_{u,L/4}, \omega_{o,L/2}, \omega_{u,L/2}, \omega_{o,3L/4}, \omega_{u,3L/4}$ [rad/m, °/m, U/m, °/100d]
- Verdrehwinkeländerungen auf der freien Seillänge:
 $\Delta \omega_{L/4}, \Delta \omega_{L/2}, \Delta \omega_{3L/4}$ [rad/m, °/m, U/m, °/100d]

Die Ausgabe erfolgt sowohl in tabellarischer Form als auch in Diagrammform.

Auf diese Weise können differenzierte Analysen und Lebensdauerprognosen für verschiedene Belastungen, Höhendifferenzen, Verdrehungszustände und Seilkonstruktionen vorgenommen werden.

Im einfachsten Fall basieren die Lebensdauerprognosen auf den im Rahmen der durchgeführten Untersuchung ermittelten Regressionskoeffizienten b_i . Für andere Seilkonstruktionen sind entsprechende Zugschwellversuche zur Gewinnung der notwendigen Regressionskoeffizienten durchzuführen. Diese können anschließend manuell eingegeben werden.

Die Steigerung der Genauigkeit der Berechnung der zu erwartenden Seillebensdauer soll an Hand eines Vergleichs des in Kapitel 6 gewonnenen Berech-

nungsverfahrens mit dem bis dato aktuellen Berechnungsverfahren nach Feyrer [28,29] validiert werden.

9.2 Rahmenbedingungen

Es sei eine Seilanwendung mit folgenden Parametern gegeben:

- Seilkonstruktion 12 8x19 Seale IWRC sZ 1770
- Seilistdurchmesser $d_{\text{ist}} = 12,3 \text{ mm}$
- spez. Seilgewicht $m = 0,595 \text{ kg/m}$
- Schubmodul $G = 76.000 \text{ N/mm}^2$
- Höhendifferenz: $h = 400 \text{ m}$
- Nutzlast $S_{0,\text{stat}} = 1.500 \text{ kg} = 14.715 \text{ N}$
- Maximale Seilzugkraft $S_{o,\text{dyn}} = 45.000 \text{ N}$
- Minimale Seilzugkraft $S_{u,\text{dyn}} = 15.000 \text{ N}$

9.3 Statische Zugbelastung mit Verdrehung

Die Berechnung des statischen Lastfalles erfolgt basierend auf den Berechnungsgrundlagen, wie sie in Kap. 3.7 und [29] vorgestellt wurden.

Die Seilzugkräfte an den Seilendverbindungen sind mit (3.70) und (3.69)

$$S_0 = S(x = 0) = \underline{\underline{14.715 \text{ N}}} \quad (9.4)$$

$$S_L = S(x = L) = S_0 + m_s g L = \underline{\underline{17.050 \text{ N}}} \quad (9.5)$$

Das im Seil wirkende Drehmoment ist über der freien Seillänge konstant. Es ergibt sich mit den Regressionskoeffizienten c_i (Tab. 5.8) und Glg. (3.75) zu

$$M = -\frac{c_1 c_3 G d^3}{c_2} - \frac{c_1 d m g L}{\ln\left(\frac{c_2 S_0 + c_3 G d^2}{c_2 S_0 + c_2 m g L + c_3 G d^2}\right)} = \underline{\underline{17,51 \text{ Nm}}} \quad (9.6)$$

Die Höhe des maximalen Drehwinkels φ_{\max} beträgt gemäß (3.82)

$$x(\varphi_{\max}) = -\frac{c_2 S_0 + c_3 G d^2}{c_2 \cdot mg} + \frac{L}{\ln\left(\frac{c_2 mg L}{c_2 S_0 + c_3 G d^2} + 1\right)} = \underline{\underline{197,82 \text{ m}}} \quad (9.7)$$

Der maximale Drehwinkel φ_{\max} beträgt gemäß (3.83)

$$\varphi_{\max} = -\frac{c_1 x(\varphi_{\max})}{c_2 d} + \frac{c_1 L}{c_2 d} \cdot \frac{\ln\left(\frac{c_2 mg}{c_2 S_0 + c_3 G d^2} x(\varphi_{\max}) + 1\right)}{\ln\left(\frac{c_2 mg}{c_2 S_0 + c_3 G d^2} L + 1\right)} = \underline{\underline{158,20 \text{ rad}}} \quad (9.8)$$

Dies entspricht 25,18 Umdrehungen.

Das Seil dreht sich also bereits bei Aufbringung einer statischen Zuglast in der Mitte der freien Seillänge etwa 25-mal (!) um seine eigene Achse. Dies macht die Relevanz der Verdrehung bei Auftreten von Höhenspannung deutlich. Bei Klöpfer [41] blieben diese Betrachtungen vollständig unberücksichtigt, Feyrer gibt in [29] eine kurze Beispielrechnung, jedoch keine Vergleichswerte an.

Die Verdrehwinkel an den Seilendverbindungen werden mit (3.73) und (3.76) sowie den Randbedingungen (3.74) wie in Tab. 9.1 dargestellt, bestimmt:

Verdrehwinkel ω_i	x [m]	rad/m	°/m	U/m	°/100d
ω_0	0	-3,35	-191,9	-0,5	-156,0
$\omega_{L/4}$	100	-1,75	-100,4	-0,3	-81,6
$\omega_{L/2}$	200	-0,04	-2,2	0,0	-1,8
$\omega_{3L/4}$	300	1,81	103,4	0,3	84,1
ω_L	400	3,80	217,5	0,6	176,8

Tab. 9.1: Verdrehwinkel über der Seillänge bei statischer Zugbelastung

9.4 Dynamische Zugschwellbelastung mit Verdrehung

Die Berechnung des dynamischen Lastfalles erfolgt durch systematische Nutzung der in Kap. 3.7 vorgestellten Berechnungsgrundlagen. Nach Wissen des Autors wurde dies bisher nicht geleistet und erfolgt hier somit erstmalig.

Für die dynamische Belastung ergeben sich die Seilzugkräfte an den Seilendverbindungen mit (3.70) und (3.69) wie in Tab. 9.2 dargestellt. Diese Werte werden in Kap. 9.5 zur Berechnung der Seillebensdauer verwendet.

Seilzugkraft S	x = 0 [N] (oben)	x = L [N] (unten)
S _o	45.000	47.335
S _u	15.000	17.335
S _a	15.000	15.000
S _m	30.000	32.335

Tab. 9.2: Seilzugkräfte bei Zugschwellbelastung

Das im Seil wirkende Drehmoment ist über die freie Seillänge konstant, jedoch mit der im Seil wirkenden Seilzugkraft veränderlich. Mit den Regressionskoeffizienten c_i (Tab. 5.8) und Glg. (3.75)

$$M = -\frac{c_1 c_3 G d^3}{c_2} - \frac{c_1 d m g L}{\ln\left(\frac{c_2 S_0 + c_3 G d^2}{c_2 S_0 + c_2 m g L + c_3 G d^2}\right)} \quad (9.9)$$

findet man die bei Oberlast S_o und Unterlast S_u wirkenden Drehmomente zu

$$M_o = M(S_o) = \underline{\underline{50,94 \text{ Nm}}} \quad (9.10)$$

$$M_u = M(S_u) = \underline{\underline{17,83 \text{ Nm}}} \quad (9.11)$$

Die Höhe des maximalen Drehwinkels φ_{\max} ist ebenfalls mit der wirkenden Seilzugkraft veränderlich. Mit (3.82)

$$x(\varphi_{\max}) = -\frac{c_2 S_0 + c_3 G d^2}{c_2 \cdot m g} + \frac{L}{\ln\left(\frac{c_2 m g L}{c_2 S_0 + c_3 G d^2} + 1\right)} \quad (9.12)$$

findet man

$$x(\varphi_{\max,o}) = \underline{\underline{198,8 \text{ m}}} \quad (9.13)$$

$$x(\varphi_{\max,u}) = \underline{\underline{197,8 \text{ m}}} \quad (9.14)$$

$$\Delta x(\varphi_{\max}) = \underline{\underline{1,0 \text{ m}}} \quad (9.15)$$

Bei Zugschwellbelastung eines Seiles unter Höhenspannung ändert sich also die Höhe des maximalen Drehwinkels bei jeder Laständerung (im hier dargestellten Fall um 1,0 m).

Der maximale Drehwinkel φ_{\max} beträgt in Abhängigkeit der jeweils wirkenden Seilzugkraft nach (3.83)

$$\varphi_{\max} = -\frac{c_1 x(\varphi_{\max})}{c_2 d} + \frac{c_1 L}{c_2 d} \cdot \frac{\ln\left(\frac{c_2 mg}{c_2 S_0 + c_3 Gd^2} x(\varphi_{\max}) + 1\right)}{\ln\left(\frac{c_2 mg}{c_2 S_0 + c_3 Gd^2} L + 1\right)} \quad (9.16)$$

$$\varphi_{\max,o} = 85,6 \text{ rad} = \underline{\underline{13,6 \text{ Umdrehungen}}} \quad (9.17)$$

$$\varphi_{\max,u} = 156,9 \text{ rad} = \underline{\underline{25,0 \text{ Umdrehungen}}} \quad (9.18)$$

$$\Delta\varphi_{\max,ou} = -71,3 \text{ rad} = \underline{\underline{-11,4 \text{ Umdrehungen}}} \quad (9.19)$$

Das bedeutet, dass sich das Seil dreht bei $x(\varphi_{\max})$ (etwa in der Mitte der freien Seillänge) bei jeder Laständerung (z.B. von S_u nach S_o) 11,4-mal um seine eigene Achse dreht (Achtung: ω ist hier Null).

Die Verdrehwinkel ω sind ebenfalls über der Seilzugkraft veränderlich, sie sind in Tab. 9.3 dargestellt. Die Drehwinkeländerungen $\Delta\omega_x$ an den Seilendverbindungen ($x = 0$, $x = L$) sowie auf der freien Seillänge findet man wie in Tab. 9.4 dargestellt.

Abb. 9.1 veranschaulicht die beschriebenen Zusammenhänge für die Lastzustände „Oberlast“ (S_o , φ_o , ω_o , l_o) und Unterlast (S_u , φ_u , ω_u , l_u):

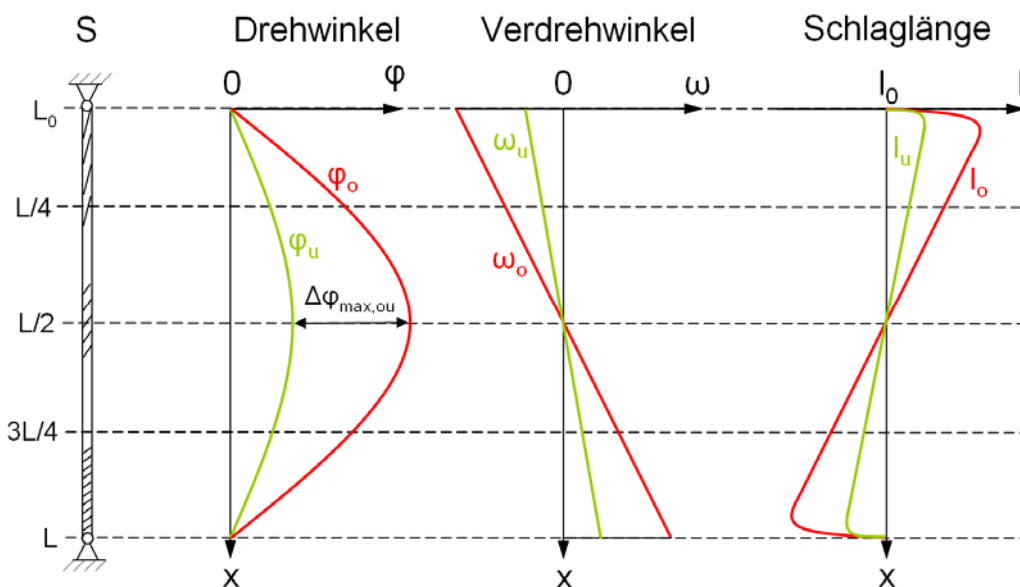


Abb. 9.1: Änderungen von φ , ω , l bei Zugschwellbelastung

Aus den dargestellten Berechnungen wird ersichtlich, dass sich bei dynamischer Belastung bei jeder Zuglaständerung folgende Parameter ändern:

- Drehmoment M ,
- Höhe des maximalen Drehwinkels $x_{\varphi_{\max}}$,

- maximaler Drehwinkel φ_{\max} ,
- Verdrehwinkel ω .

In den Tab. 9.3 und Tab. 9.4 sind die Verdrehwinkel sowie die Verdrehwinkeländerungen, wie sie vom Berechnungsprogramm automatisiert ermittelt werden, für den betrachteten Lastfall exemplarisch dargestellt. Die in Abb. 9.1 qualitativ dargestellten Zusammenhänge finden sich hier für den betrachteten Lastfall in quantifizierter Form wieder.

Um die Anwendung für den Nutzer zu vereinfachen und die Übersichtlichkeit zu gewährleisten werden sie jeweils als Funktion der Höhe x in den Einheiten $^{\circ}/100d$, $^{\circ}/m$ sowie U/m ausgegeben.

Verdrehwinkel ω_i	x [m]	$^{\circ}/100d$	$^{\circ}/m$	U/m
$\omega_{0,o}$	0	-55,9	-68,8	-0,2
$\omega_{0,u}$	0	-153,4	-188,7	-0,5
$\omega_{L/4,o}$	100	-28,5	-35,0	-0,1
$\omega_{L/4,u}$	100	-80,2	-98,7	-0,3
$\omega_{L/2,o}$	200	-0,3	-0,4	0,0
$\omega_{L/2,u}$	200	-1,8	-2,2	0,0
$\omega_{3L/4,o}$	300	28,5	35,1	0,1
$\omega_{3L/4,u}$	300	82,6	101,6	0,3
$\omega_{L,o}$	400	58,1	71,5	0,2
$\omega_{L,u}$	400	173,5	213,4	0,6

Tab. 9.3: Verdrehwinkel bei Zugschwellbelastung

Verdrehwinkeländerung $\Delta\omega_i$	x [m]	$^{\circ}/100d$	$^{\circ}/m$	U/m
$\Delta\omega_0$	0	-97,5	-119,9	-0,3
$\Delta\omega_{L/4}$	100	-51,8	-63,7	-0,2
$\Delta\omega_{L/2}$	200	-1,4	-1,8	0,0
$\Delta\omega_{3L/4}$	300	54,1	66,5	0,2
$\Delta\omega_L$	400	115,4	141,9	0,4

Tab. 9.4: Verdrehwinkeländerungen bei Zugschwellbelastung

9.5 Berechnung der Seillebensdauer

Die Bestimmung der Lebensdauer eines zugschwellbelasteten, verdrehten Seiles war bisher nicht möglich. Mit den in Kap. 3.7 vorgestellten Berechnungs-

grundlagen, dem im Rahmen dieser Arbeit neu entwickelten Regressionsansatz (Kap. 6.3) sowie den experimentell ermittelten Koeffizienten (Kap. 6.4.2 und 6.4.3.1) sind nun für die beiden untersuchten Seilkonstruktionen erstmals alle notwendigen Berechnungsgrundlagen zur Bestimmung der Lebensdauer unter Zugschwellbelastung und Verdrehung vorhanden.

Mit Regressionsansatz (6.7) sowie den experimentell ermittelten Regressionskoeffizienten $b_{i\text{-IV}}$ (Tab. 6.6) kann die Seillebensdauer für jedes Seilinkrement bestimmt werden.

$$\lg N = b_0 + b_1 \lg \frac{2S_a d_0^2}{d^2 S_0} + b_2 \frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} + b_3 \left(\frac{S_u d_0^2}{d^2 S_0} \right)^2 + b_4 \omega + b_5 \frac{2S_a S_u^2 \omega^2 d_0^6}{d^6 S_0^3} \quad (9.20)$$

In Tab. 9.5 sind die Berechnungsergebnisse für die in Kap. 9.2 definierten Lasten und Rahmenbedingungen abgebildet und exemplarisch für die Seilinkremente bei $L = 0, L/4, L/2, 3L/4$ sowie L dargestellt. Im Berechnungsprogramm sind die Seilinkremente frei wählbar. Die Spalten „Seilzugkraft S “ und „ ω “ geben jeweils die oberen und unteren Extremwerte für das in der Spalte x definierte Seilinkrement an.

In der rechten Spalte „Vergleich“ sind die Berechnungsergebnisse dieser Arbeit dem Berechnungsverfahren nach Feyrer [28] prozentual vergleichend gegenübergestellt.

Rahmenbedingungen			Berechnung Ernst		Berechnung Feyrer		Vergleich
L	x [m]	Seilzugkraft S [N]	ω [°/100d]	N_{ernst} [--]	ω_{feyrer} [°/100d]	N_{feyrer} [--]	ΔN [%]
0	0	47.335	-55,9	247.557	--	176.814	40,0
		17.335	-153,4				
L/4	100	46.751	-28,5	250.902	--	173.985	44,2
		16.751	-80,2				
L/2	200	46.167	-0,3	171.063	0	171.063	0,0
		16.167	-1,8				
3L/4	300	45.584	28,5	248.860	--	168.056	48,1
		15.584	82,6				
L	400	45.000	58,1	252.205	--	164.970	52,9
		15.000	173,5				

Tab. 9.5: Ergebnisse des Berechnungsverfahrens nach Ernst und Vergleich mit dem Berechnungsverfahren nach Feyrer [28]

Bei Auswertung der zu erwartenden Lebensdauer über der Seillänge zeigt sich, dass das Berechnungsverfahren nach Feyrer [28]

- Verdrehungen des Seiles auf der freien Seillänge nicht berücksichtigt (siehe Spalte ω_{feyrer} in Tab. 9.5)
- auf Grund der mit zunehmender freier Seillänge geringeren Seilzugkraft am unteren Seilende eine leicht erhöhte Lebensdauer ausgibt (siehe hierzu Spalte N_{feyrer} in Tab. 9.5).

Es wird deutlich, dass mit dem in Kap. 6 erarbeiteten Regressionsansatz (6.7) eine wesentlich differenziertere und genauere Analyse vorgenommen werden kann, als dies mit dem bisherigen Verfahren nach Feyrer [28] ohne Berücksichtigung der Verdrehung der Fall war (Spalte „ ω “ und „Spalte N_{ernst} “ in Tab. 9.5).

Die Abweichungen der beiden Berechnungsverfahren in den verdrehten Bereichen (siehe Spalte „Vergleich“ in Tab. 9.5) unterstreichen anschaulich den signifikanten Einfluss von Verdrehungen auf die Lebensdauer zugschwellbelasteter Seile und die Notwendigkeit der Berücksichtigung bei Berechnung und Auslegung.

10 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Kapitel wird die Leistung der vorliegenden Arbeit im Hinblick auf das Arbeitsgebiet der Seilforschung (auch international) eingeordnet. Es werden die Grenzen und Einschränkungen der gewonnenen Erkenntnisse deutlich gemacht und im Laufe der Arbeit neu aufgetretene Ideen und Fragestellungen als Ansätze für weiterführende Forschungen und Untersuchungen vorgestellt.

10.1 Leistung der vorliegenden Arbeit

In der vorliegenden Arbeit wurden die Zusammenhänge der verschiedenen relevanten Parameter von Zugschwellbelastung und Verdrehung auf die Seillebensdauer von Stahlseilen erstmals an zwei unterschiedlichen Seilkonstruktionen (ein Litzenseil, ein Spiralseil) in experimentellen Versuchsreihen mit systematischer Variation der Parameter in 133 Zugschwellversuchen sowie verschiedenen anderen Untersuchungen über eine Dauer von etwa drei Jahren auf Basis eines durch die „Deutsche Forschungsgemeinschaft“ DFG geförderten Projektes¹⁶ untersucht und somit ein grundlegendes und umfassendes Verständnis für den Einfluss von Verdrehungen auf die Lebensdauer sowie weiterer wichtiger Eigenschaften zugschwellbelasteter Drahtseile geschaffen.

Im Gegensatz zu früheren Untersuchungen (vgl. Kap. 2.1) wurden die Seile im Experiment einem Belastungskollektiv aus Zugschwellbelastung mit überlagerten Verdrehungen unterworfen. Die hierbei gewonnenen experimentellen Versuchsergebnisse stützen sich gegenseitig und sind auf Grund der genau definierten und durchgängig eingehaltenen Versuchsbedingungen sehr gut reproduzierbar. Die für die hier untersuchten Seilkonstruktionen ermittelten Koeffizienten und Parameter sind als entsprechend belastbar anzusehen.

¹⁶ „Lebensdauer und Ablegereife von Drahtseilen unter kombinierter Zugschwell- und Torsionsbeanspruchung“ – Forschungsvorhaben gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft DFG vom 01.04.2008 bis 31.10.2010, Geschäftszeichen WE 2187/17-1

In Kap. 3.5 wurde erstmals zumindest qualitativ die im klassischen Maschinenbau bekannte Kerbwirkungstheorie in die Seilforschung eingebracht. Im vorliegenden Fall ist der Nutzen in der durchgängig logischen Erklärbarkeit des im Seil wirkenden Schädigungsmechanismus zu sehen, dessen Besonderheiten in den vorgestellten mikroskopischen Untersuchungen festgestellt wurden (siehe Kap. 7). Die in den Zugschwellversuchen erzielten Ergebnisse werden somit durchgängig plausibel.

Die Komplexität der Wechselwirkungen der Parameter Schwingweite $2S_a$, Unterlast S_u und Verdrehung ω sowie deren Einfluss auf die Seillebensdauer war zum Zeitpunkt der Planung und Durchführung des experimentellen Versuchsprogramms nicht vorhersehbar. Dies machte während der Durchführung der Forschungsarbeit sowohl experimentelle Zusatzuntersuchungen (wie z.B. mikroskopische Untersuchungen) als auch eine mathematisch recht aufwändige Lösung notwendig (siehe Kap. 6.3, „Neue Lebensdauergleichung“).

Der in Kap. 6.3 vorgestellte Regressionsansatz (6.7) ist auf Grund seines adaptiven Aufbaus, welcher die Verdrehung ω an sich als auch die Wechselwirkungen zwischen Schwingweite $2S_a$, Unterlast S_u und Verdrehung ω in eigenen Polynomen jeweils separat berücksichtigt, zur Beschreibung der Lebensdauer für die im Rahmen der Forschungsarbeit untersuchten Seilkonstruktionen und Seildurchmesser nachweislich mit sehr hoher Genauigkeit geeignet.

Aus diesem Grund hofft der Autor, dass der hier vorgestellte Ansatz für andere Seilkonstruktionen und Seildurchmesser in gleicher Weise geeignet ist. Dies muss jedoch experimentell bestätigt werden.

10.2 Kritik

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit erarbeiteten Ergebnisse und Erkenntnisse sind folgenden Einschränkungen unterworfen:

- Die ermittelten Regressionskoeffizienten sind nur für die beiden untersuchten Seilkonstruktionen (12 8x19S IWRC 1960 sZ bk und 12 1x19 1770 SZ) gültig.
- Die ermittelten Regressionskoeffizienten sind für die untersuchten Lastbereiche und Verdrehungszustände gültig. Lasten und Verdrehungen außerhalb der untersuchten Bereiche sind zu extrapolieren, was mit entsprechender Sachkenntnis und Vorsicht zu handhaben ist.

- Aufgrund der Versuchsdauern, Kosten und Handhabung wurden die Versuche durchwegs an Seilen mit kleinem Nenndurchmesser ($d = 12 \text{ mm}$) durchgeführt. Bisher sind die experimentellen Untersuchungsmöglichkeiten am IFT auf kleine Seildurchmesser beschränkt.
In Anwendungen über große Höhendifferenzen (z.B. Offshore-Seiltechnik) kommen Seile mit wesentlich größeren Seildurchmessern (derzeit bis ca. $d = 130 \text{ mm}$ ¹⁷) zum Einsatz. Die Verifizierung der hier vorgestellten Ergebnisse und Erkenntnisse macht experimentelle Versuche mit größeren Seildurchmessern zwingend notwendig.
- Das in Kap. 9 vorgestellte Berechnungsprogramm zeigt, dass bei Zugschwellbelastung eines Seils unter Höhenspannung auch bei beidseitig verdrehfest eingespannten Endverbindungen in der Mitte der freien Seillänge mit der Zuglaständerung korrelierende, zyklische Drehungen des Seiles auftreten („dynamische Drehwinkeländerung“ $\Delta\varphi_{\text{max,ou}}$, siehe Glg. (9.19) sowie Abb. 9.1, Seite 153).
Diese „dynamische Drehwinkeländerung“ tritt (unter Einhaltung aller relevanten Rahmenbedingungen) nur dann auf, wenn des Eigengewicht des Seiles in Relation zur Schwingweite groß ist (d.h. wenn Versuche mit Originalseillängen (!) durchgeführt werden). Dies ist im Laborversuch mit kurzen Seillängen experimentell nicht abbildbar (Rebel hat hierauf in [59] bereits hingewiesen). Der Einfluss der dynamischen Drehwinkeländerung auf die Lebensdauer blieb bei den vorgestellten Versuchen folglich unberücksichtigt.
Mit dem in Kap. 9.4 vorgestellten Berechnungsverfahren kann die dynamische Drehwinkeländerung jedoch erstmals rechnerisch bestimmt werden.

10.3 Ansätze für weiterführende Untersuchungen

Die im Laufe der durchgeführten Untersuchungen festgestellten Kerbeffekte im Bereich der Kontaktzonen zwischen Drähten verschiedener Lagen scheinen maßgeblichen Einfluss auf die Draht- und somit die Seillebensdauer auszuüben. Sie verdienen unbedingt weitere Beachtung sowie genauere validierende Untersuchungen (z.B. Finite-Elemente-Methode, experimentelle Untersuchungen).

¹⁷ Erklärung der Quelle: Das IFT betreut ein derzeit Offshore-Spezialschiff zur Installation von Strukturen in der Tiefsee. Dieses Spezialschiff verfügt über einen einsträngigen 400t-Kran mit Seilnenndurchmesser $d = 128 \text{ mm}$. Dies ist derzeit der größte bekannte Seildurchmesser im Einsatz offshore.

Folgende Ansätze ergeben sich unmittelbar:

- Korrelation der in dieser Arbeit vorgestellten Ansätze mit geometrischen Analysen (mikroskopische Vermessung von Form und Lage der Pressellipsen, Berechnung der lokalen Spannungserhöhung).
- Berechnung der Kerbwirkungsänderung durch Änderung der Verdrehung.
- Erfassung der Relativbewegung in der Kerbe sowie deren Einfluss auf die Drahtlebensdauer als Funktion der verschiedenen geometrischen und last-spezifischen Parameter.

Weiterführende Untersuchungen (auch mit anderen Seilkonstruktionen) sind unbedingt notwendig, um mehr über die entdeckten und beschriebenen Effekte zu lernen und den in dieser Arbeit geschaffenen Erkenntnisgewinn zu validieren und zu erweitern:

- Untersuchung des Einflusses von Verdrehungen auf die Eigenschaften „laufender“ (also biegewechselbelasteter) Drahtseile (siehe Kap. 1.2).
- Untersuchung von Seilkonstruktionen mit größeren Seildurchmessern (bis ca. $d = 130$ mm):
Die Validierung der hier vorgestellten Erkenntnisse an Seilen mit größeren Nenndurchmessern ist zwingend notwendig. Zur Überwindung großer Höhendifferenzen werden Seile größerer Nenndurchmesser eingesetzt, der Einfluss des Seildurchmessers auf die Lebensdauer zugschwellbelasteter ist jedoch nach wie vor nicht eindeutig geklärt (siehe Kap.2.1).
- Untersuchung eines sechslitzigen Kreuzschlagseiles:
Verhalten sich sechslitzige Seile bei kleinerem Durchmesser der Seileinlage ähnlich hinsichtlich der beschriebenen Kerbeffekte und der daraus resultierenden Einflüsse auf die Lebensdauer?
Wie korreliert ein 6x19 sZ (z.B. work wire offshore) zum untersuchten 8x19 sZ (z.B. Treibscheibenantrieb)?
- Untersuchung eines Gleichschlagseiles:
Bei Gleichschlagseilen liegen zwischen Litzenaußendrähten und Außendrähten der Seileinlage andere Kontaktbedingungen vor. Wie verhalten sich Gleichschlagseile (beispielsweise 8x19 zZ, 6x19 zZ)?
- Untersuchung identischer Litzenseilkonstruktion 8x19S IWRC mit Kunststoffzwischenlage:
Möglichkeit der Quantifizierung des Einflusses der Kerbwirkung auf die Seilebensdauer durch direkten Ergebnisvergleich mit den vorliegenden Daten des Litzenseiles ohne Kunststoffzwischenlage.

Idealerweise erweisen sich die im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse und Untersuchungsansätze neben dem direkten Erkenntnisgewinn für Wissenschaft und Industrie bei weiterführenden Fragestellungen in den Bereichen als hilfreich, in denen der Verdrehung von Drahtseilen eine tragende Rolle zukommt, wie dies z.B. in der Offshore-Seiltechnik oder dem Minenbereich der Fall ist.

In der Offshore-Seiltechnik werden zweilagige und dreilagige Spiralrundlitzenseile („drehungsarme“ und „drehungsfreie Seile“ [29]) mit großen Seildurchmessern (derzeit bis ca. $d = 130$ mm) über große Höhenunterschiede eingesetzt (siehe Kap. 1.2).

Spiralrundlitzenseile sind Litzenseilkonstruktionen mit mehreren Litzenlagen, die in unterschiedlichen Schlagrichtungen geschlagen sind, um unter Zugbelastung einen Drehmomentenausgleich zu erreichen [29]. Bei diesen Seilkonstruktionen führen bereits geringe Verdrehungen des Seiles auf Grund der unterschiedlichen Schlagrichtungen der einzelnen Litzenlagen zu signifikanten Lastumverteilungen innerhalb des Seilverbundes (vgl. Seil B) und nachgewiesenermaßen zu immensen Lebensdauerabfällen [14,73].

Bisher gibt es hierfür jedoch keine wissenschaftlichen, systematischen Untersuchungen.

Basierend auf den im Rahmen dieser Forschungsarbeit gewonnenen Erkenntnissen müssten bei Spiralrundlitzenseilen auf Grund ihrer Litzenkonstruktion (ähnlich dem in dieser Arbeit untersuchten Seil A) einerseits sowie der unterschiedlichen Schlagrichtungen der einzelnen Litzenlagen (ähnlich dem in dieser Arbeit untersuchten Seil B) andererseits die bei Seil A und Seil B beobachteten Effekte in kombinierter Form auftreten. Der Einfluss von Verdrehungen auf die Lebensdauer von Spiralrundlitzenseilen würde somit erstmals bestimmbar.

Diese Überlegungen sind bisher jedoch lediglich theoretischer Natur. Der Nachweis kann auch hier ausschliesslich über experimentelle, systematische Versuchsreihen, wie sie im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführt wurden, erbracht werden.

Arbeiten am Institut für Fördertechnik und Logistik (IFT) der Universität im Bereich der Offshore-Seiltechnik zeigen, dass dies eine aktuelle, bisher ungelöste Fragestellung von hoher ökonomischer Relevanz ist.

VI Literatur

- [1] **Andorfer 1983:** Andorfer, K.: Die Zugkraftverteilung in schwingend beanspruchten geraden Drahtseilen. Dissertation, Technische Universität Graz, 1983
- [2] **API RP 2SK:** Recommended Practice for Design and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures. American Petroleum Institute, Second Edition, December 1996
- [3] **Bradon/Chaplin/Ridge 2001:** Bradon, J.E., Chaplin, C.R., Ridge, I.M.L.: Analysis of a resin socket termination for a wire rope. Journal of Strain Analysis, Vol. 36 No. 1, 2001, S.71-88
- [4] **Bradon/Ridge 2003:** Bradon J E, Ridge I M L: Comparison of white metal and resin socket terminations for wire ropes. Journal of Strain Analysis, Vol. 38 No. 2, 2003, S.149-160
- [5] **Bradon/Ridge/Chaplin 2005:** Bradon, J., Ridge, I., Chaplin, R.: Modelling the torsional interaction of wire and polyester fibre ropes used for offshore moorings. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 219, Part M, 2005, S.163-172
- [6] **Briem 1995:** Briem, U.: Bruchkraftverlust bei einseitigem Verschleiß an der Seiloberfläche, Draht 47 (1995) 1/2, S.40-45
- [7] **Casey 1991:** Casey, N.F.: An approach to the fatigue life prediction of large diameter wire ropes. OIPEEC Bulletin 70 (1991), S.15-40
- [8] **Casey 1993:** Casey, N.F.: The Fatigue Endurance of Wire Ropes for Mooring Offshore Structures. OIPEEC Round Table Conference, Delft 1993
- [9] **Chaplin 1993:** Chaplin, C.R.: Prediction of Offshore Mooring Ropes. OIPEEC Round Table Conference, Delft 1993
- [10] **Chaplin 1998:** Chaplin, C.R.: Torsional Failure of a wire rope mooring line during installation in deep water. Engineering Failure Analysis 6, 1998, S. 67-82
- [11] **Chaplin 2008:** Chaplin, C.R.: Interactive fatigue in wire rope applications. Mechanics of Slender Structures symposium, Baltimore, July 2008

- [12] **Chaplin/Potts 1991:** Chaplin, C.R., Potts, A. E.: Wire rope offshore – a critical review of wire rope endurance research affecting offshore applications. OTH 91 341 1991, HMSO
- [13] **Chaplin/Potts/Curtis 2008:** Chaplin, C.R., Potts, A.E., Curtis, A.: Degradation of wire rope mooring lines in SE Asian waters. International Journal of rope science and technology 98 (2009), S.23-40
- [14] **Chaplin/Rebel/Ridge 2000:** Chaplin C.R., Rebel G., Ridge, I.M.L.: Tension/Torsion Interactions in Multicomponent Mooring Lines. OTC 12173, May 2000
- [15] **Costello 1977:** Costello, G.A.: Torsional stiffness of twisted wire cables. Journal of the engineering mechanics division, ASCE, Vol. 103, No. EM4, 1977, S.766-770
- [16] **Del Vecchio 1992:** Del Vecchio, C.J.M.: Lightweight materials for deep-water moorings. Dissertation, Department of Engineering, University of Reading, 1992
- [17] **DIN 15018:** DIN 15018:1984-1: Krane; Grundsätze für Stahltragwerke; Berechnung. Beuth Verlag, Berlin, 1984
- [18] **DIN EN 12385-1:** DIN EN 12385-1:2002: Stahldrahtseile; Sicherheit; Teil 1: Allgemeine Anforderungen. Beuth Verlag, Berlin, 2002
- [19] **DIN EN 12385-2:** DIN EN 12385-2:2002: Stahldrahtseile; Sicherheit; Teil 2: Begriffe, Bezeichnung und Klassifizierung: Beuth Verlag, Berlin, 2002
- [20] **DIN EN 13411-4:** DIN EN 13411-4:2002: Endverbindungen für Drahtseile aus Stahldraht; Sicherheit - Teil 4; Vergießen mit Metall oder Kunstharz. Beuth Verlag, Berlin, 2002
- [21] **DNV-OS-E301:** Offshore Standard DNV-OS-E301 "Position Mooring". Det Norske Veritas, October 2004
- [22] **Engel 1958:** Engel, E.: Das Drehbestreben der Seile und ihre Drehsteifigkeit. Österreichische Ingenieur-Zeitschrift 1 (1958) 1, S.33-39
- [23] **Engel 1966:** Engel, E.: Der Seildraht. Internationale Berg- und Seilbahn-Rundschau 9 (1966) 2, S.33-35
- [24] **Ernst 1934:** Ernst, R.: Über die Beanspruchung und Berechnung von Tragseilen. Dissertation, Technische Hochschule Breslau, 1934
- [25] **Feyrer 1980:** Feyrer, K.: Statistische Auswertung der Ergebnisse von Drahtseil-Biegeversuchen. Draht 31 (1980) 6, S.404-407 und Draht 31 (1980) 7, S.489-493

- [26] **Feyrer 1988:** Feyrer, K.: Die praktische Anwendung einer neuen Methode zur Drahtseilberechnung. Draht 39 (1988) 3, S.339-343
- [27] **Feyrer 1990:** Feyrer, K.: Stehende Drahtseile und Seilendverbindungen. Kontakt und Studium, Bd. 306, Expert Verlag GmbH, Ehningen, 1990
- [28] **Feyrer 1996:** Feyrer, K.: Seil-Lebensdauer unter Zugschwellbeanspruchung. Draht 47 (1996) 3, S.230-233
- [29] **Feyrer 2000:** Feyrer, K.: Drahtseile - Bemessung, Betrieb, Sicherheit. 2. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 2000
- [30] **Feyrer/Schiffner 1986:** Feyrer, K., Schiffner, G.: Torque and torsional stiffness of wire rope, part 1. Wire 36 (1986) 8, S.318-320
- [31] **Feyrer/Schiffner 1987:** Feyrer, K., Schiffner, G.: Torque and torsional stiffness of wire rope, part 2. Wire 37 (1987) 1, S.23-27
- [32] **Feyrer/Wehking 2006:** Feyrer, K., Wehking, K.-H.: Lebensdauer von Drahtseilen unter schwellender Zugkraft, Wissensstand und Ausblick. Bauingenieur 6 (2006), S.533-537
- [33] **Häberle 1992:** Häberle, B.: Pressung zwischen Seil und Seilrolle. Dissertation, Universität Stuttgart, 1992
- [34] **Hankus 1978:** Hankus, J.: Regressionsmodelle der Längsverformungen und des Elastizitätsmoduls von Förderseilen. Glückauf-Forschungshefte 39 (1978) 6, S.252-256
- [35] **Hankus 1997:** Hankus, J.: Consideration of mine hoisting rope contraction. OIPEEC Bulletin 73 (1997), S.9-19
- [36] **Heepen 1995:** Heepen, R.: Entwicklung und Einsatz eines Verfahrens zur Durchführung praxisgerechter Lebensdaueruntersuchungen an Drahtseilen unter mehrachsiger dynamischer Beanspruchung. Dissertation Gerhard-Mercator-Universität Duisburg, 1995
- [37] **Heinrich 1942:** Heinrich, G.: Über die Verdrehung der zugbelasteten Litzen. Der Stahlbau 15 (1942), S.41-45
- [38] **Jahne 1992:** Jahne, K.: Zuverlässigkeit des Ablegekriteriums Drahtbruchzahl bei laufenden Seilen. Dissertation, Universität Stuttgart, 1992
- [39] **Jenner 1992:** Jenner, T.: Ein Beitrag zur Geometrie der Drahtseile. Dissertation, Universität Stuttgart, 1992
- [40] **Jiang 1995:** Jiang, W.: A general formulation of the theory of wire ropes. Journal of applied mechanics, September 1995, Vol. 62, S.747-755

- [41] **Klöpfer 2002:** Klöpfer, A.: Untersuchungen zur Lebensdauer von zugschwellbeanspruchten Drahtseilen. Dissertation, Universität Stuttgart, 2002
- [42] **Kollros 1975:** Kollros, W.: Der Zusammenhang zwischen Torsionsmoment, Zugkraft und Verdrillung von Seilen. Draht 26 (1975) 10, S. 475-480
- [43] **Kraincanic/Hobbs 1977:** Kraincanic, I., Hobbs, R.E.: Torque induced by axial load in a 76 mm wire rope - comparison of experimental results and theoretical predictions. OIPEEC Round Table, Reading, 1977, S.173-185
- [44] **Malinovsky/Tarnavskaya 2006:** Malinovsky, V.A., Tarnavskaya, N.A.: Adapted hoist ropes. OIPEEC Bulletin 91, S.29-44
- [45] **Merziger/Wirth 2002:** Merziger, G., Wirth, T.: Repetitorium der höheren Mathematik. 4. Auflage, Binomi-Verlag, Hannover, 2002
- [46] **Metcalf/Matanzo 1980:** Metcalf, J.T., Matanzo, F.: Wire rope terminations, selection and replacement criteria. Proceedings of 12th Annual Offshore Technology Conference, Houston, Texas, May 1980, paper OTC 3853, S.517-524
- [47] **Miner 1945:** Miner, M.A.: Cumulative damage in Fatigue. J. of Appl.-Mech. Trans ASNE 67, 1945, S.159-164
- [48] **Müller 1961:** Müller, H.: The properties of wire rope under alternating stresses. Wire World International, Vol. 3, No. 5, 1961
- [49] **Müller 1962:** Müller, H.: Beziehungen zwischen Seilbeanspruchung und Seilkonstruktion. Vortrag bei der Drahtseilvereinigung, 23.11.1962
- [50] **Müller 1963:** Müller, H.: Fragen der Seilauswahl und der Seilbemessung an Turmdrehkränen. Technische Überwachung 4 (1963) 2, S.62-66
- [51] **Müller 1966:** Müller, H.: Drahtseile im Kranbau, Ausbau und Betriebsverhalten. Dhf 12 (1966) 11, S. 714-716 und Dhf 12 (1966) 12, S.766-773
- [52] **NEL 1983:** National Engineering Laboratory: Fatigue of large diameters wire ropes, a feasibility Study. Report No. ENER/29 for the UK Department of Energy, National Engineering Laboratory, Department of Industry, 1983
- [53] **NEL 1984:** National Engineering Laboratory: The fatigue of 40 mm diameter six strand wire rope in a seawater environment. Report No. ENER/14 for the UK Department of Energy, National Engineering Laboratory, Department of Industry, 1984
- [54] **NEL 1986:** National Engineering Laboratory: Advances in the fatigue assessment of wire ropes. NEL Report ENER/30 for the UK Department

- of Energy, National Engineering Laboratory, Department of Industry, 1986
- [55] **Oplatka/Roth 1996:** Oplatka, G., Roth, M.: Endurance of wire ropes under fluctuating tension and twist; influence of rope lay type. OIPEEC Bulletin 71 (1996), S.13-22
- [56] **Paton 2001:** Paton, A.G., Casey, N.F., Fairbairn, J., Banks, W.M.: Advances in the fatigue assessment of wire ropes. Ocean Engineering 28 (2001), S.491-518
- [57] **Peiter 1966:** Peiter, A.: Eigenspannungen 1. Art - Ermittlung und Bewertung. Michael Triltsch Verlag, Düsseldorf, 1966
- [58] **Radaj 1995:** Radaj, D.: Ermüdungsfestigkeit, Grundlagen für Leichtbau, Maschinen- und Stahlbau. Springer Verlag, Berlin, 1995
- [59] **Rebel 1997:** Rebel, G.: The torsional behaviour of triangular strand ropes for drum winders. Dissertation, Faculty of Engineering, University of the Witwatersrand, Johannesburg sowie OIPEEC Bulletin 74 (1997), S.29-55
- [60] **Reemsnyder 1972:** Reemsnyder, H.S.: The mechanical behaviour and fatigue resistance of steel wire strand and rope. Home Research Laboratories, Bethlehem Steel Corporation, Bethlehem, PA/USA, Juni 1972
- [61] **Ren 1996:** Ren, G.: Drahtbruchprozess bei laufenden Drahtseilen. Dissertation, Universität Stuttgart, 1996
- [62] **Ridge 2006:** Ridge, I.M.L.: Torsional Problems for Deepwater Mooring Lines. Deep Offshore Technology Conference, Houston, Texas, 2006
- [63] **Ridge 2008:** Ridge, I.M.L.: Torsional characterization of ropes used offshore. Journal of Strain Analysis Vol. 43 (2008), IMechE, S.121-139
- [64] **Ridge 2009:** Ridge, I.M.L.: Tension-Torsion fatigue behaviour of wire ropes in offshore moorings. Ocean Engineering 36 (2009), S.650-660
- [65] **Schiffner 1986:** Schiffner, G.: Spannungen in laufenden Drahtseilen. Dissertation, Universität Stuttgart, 1986
- [66] **Schönherr 2005:** Schönherr, S.: Einfluss der seitlichen Seilablenkung auf die Lebensdauer von Drahtseilen beim Lauf über Seilscheiben. Dissertation, Universität Stuttgart, 2005
- [67] **Setzer 1976:** Setzer, M.: Feststellung der an die Dauerfestigkeit von Drähten, Litzen und Seilen für Schachtfördereinrichtungen zu stellenden Anforderungen. Forschungsbericht der Westfälischen Berggewerkschaftskasse, Seilprüfstelle Bochum, 1976
- [68] **Stange 1971:** Stange, K.: Angewandte Statistik, zweiter Teil, mehrdimensionale Probleme. Springer Verlag, Berlin, 1971

- [69] **Unterberg 1991:** Unterberg, H.-W.: Der Einfluss der Rillenform auf die Lebensdauer von laufenden Drahtseilen. Draht 42 (1991) 4, S.223-234
- [70] **VDI 2226:** VDI 2226:1965: Empfehlung für die Festigkeitsberechnung metallischer Bauteile. VDI-Verlag, 1965
- [71] **VDI 2358:** VDI 2358:2011: Drahtseile für Fördermittel. VDI-Verlag, 2011
- [72] **Verreet 2000:** Verreet, R.: Let's twist again. Cranes & Access 2 (2000) 5
- [73] **Weber/Wehking 2010:** Weber, Tobias, Wehking, Karl-Heinz: Laufende Drahtseile unter Torsionsbelastung. Hebezeuge und Fördermittel 50 (2010) 3, Berlin
- [74] **Wehking/Klöpfer 1999:** Wehking, K.-H., Klöpfer, A.: Lebensdauer und Ablegereifeerkennung von Drahtseilen unter Zugschwellbelastung. Abschlussbericht des AVIF-Vorhabens A107, Forschungsvereinigung der Arbeitsgemeinschaft der eisen- und metallverarbeitenden Industrie e.V., Düsseldorf 1999 und Draht 51 (2000) 2, S.138-144
- [75] **Wehking/Moll 2006:** Wehking, K.-H., Moll, D.: Sicherheit von Drahtseilen unter Zugschwellbeanspruchung. Abschlussbericht DFG-Forschungsvorhaben WE 2187/7-1, 2006
- [76] **Weis/Vogel/Wehking 2006:** Weis, J.; Vogel, W., Wehking, K.-H.: Numerische Berechnung eines Drahtseils unter kombinierter Biege- und Zugbelastung mit der FE- Methode. Draht 59 (2008) 2, S.64-71
- [77] **Weiskopf 2005:** Weiskopf, U.: Untersuchung zur Lebensdauer von Kranhubseilen in der Mehrlagenwicklung. Dissertation, Universität Stuttgart, 2005
- [78] **Wolf 1987:** Wolf, E.: Seilbedingte Einflüsse auf die Lebensdauer laufender Drahtseile. Dissertation, Universität Stuttgart, 1987
- [79] **Yeung/Walton 1985:** Yeung, C.T., Walton, J.M.: Accelerated block tension fatigue testing of wire ropes for offshore use. OIPEEC round table conference, Glasgow 1985, S.2.5.1-2.5.14
- [80] **Ziegler 2007:** Ziegler, S.: Einfluss der Drahtschwingfestigkeit auf die Lebensdauer von Seilen. Dissertation, Universität Stuttgart, 2007

VII **Abbildungsverzeichnis**

Abb. 1.1:	Änderungen von Drehwinkel φ und Verdrehwinkel ω	5
Abb. 1.2:	Schematische Darstellung der Standardverankerung SCM	7
Abb. 2.1:	Schematische Darstellung Zugschwellbelastung	11
Abb. 2.2:	Zulässige bezogene Schwingweite $2S_{a,zul}/d^2$ für WS-Seile.....	17
Abb. 2.3:	Drehmoment eines Filler-Seiles für verschiedene ω	19
Abb. 2.4:	Drehmoment von Gleichschlag- und Kreuzschlagseilen	20
Abb. 2.5:	Drahtzugspannungen im Litzenseil über Höhe.....	22
Abb. 2.6:	Einfluss von Tension-Torsion-Fatigue auf die Seillebensdauer.....	25
Abb. 3.1:	Schraubenlinie des einfach verseilten Drahtes	29
Abb. 3.2:	Schraubenlinie zweifach verseilter Draht zZ	30
Abb. 3.3:	Schraubenlinie zweifach verseilter Draht sZ	30
Abb. 3.4:	Drahtlänge je Litzenschlaglänge	31
Abb. 3.5:	Längung eines Litzendrahtes der Länge l_i	33
Abb. 3.6:	Änderung der Sperrung zwischen Litzen	37
Abb. 3.7:	Zugspannungskomponenten am Einzeldraht.....	41
Abb. 3.8:	Bezogener Kerbspannungsgradient.....	46
Abb. 3.9:	Kerbformzahl als Funktion der Kerbschärfe unter Zugbelastung ..	47
Abb. 3.10:	Entlastungszahl einer Kerbreihe als Funktion der Kerbnähe	48
Abb. 3.11:	Änderungen von φ , ω , l	51
Abb. 3.12:	Kontaktfläche zwischen Einzeldrähten zweier Litzen	58
Abb. 4.1:	Systematische Auswahl der Versuchsseile	61
Abb. 4.2:	Ausgewählte Seilkonstruktionen	62
Abb. 4.3:	Zugschwellprüfmaschine entsprechend ISO 7500 Klasse 1	63
Abb. 4.4:	Verdrehvorrichtung 400 kN-Zugschwellprüfmaschine	64
Abb. 4.5:	Versuchsaufbau zur Drehmomentbestimmung	65
Abb. 4.6:	Versuchsmatrix Seil A (12 8x19S IWRC sZ)	69
Abb. 4.7:	Versuchsmatrix Seil B (12 1x19 SZ)	69
Abb. 4.8:	Einstufenschwingversuch (schematisch)	76
Abb. 5.1:	Änderung der Bruchkraft als Funktion der Verdrehung Seil A.....	82
Abb. 5.2:	Kraft-Dehnungs-Graphen Seil A.....	83
Abb. 5.3:	Gemessenes Drehmoment $M(S,\omega)$ Seil A	85
Abb. 5.4:	Messgrößen zur Bestimmung der Drehmomentkonstanten	86

Abb. 5.5:	Tangentenmodule $E_{t,auf,i}$ für Seil A.....	89
Abb. 5.6:	Lebensdauer Seil A bei $2S_a/d^2 = 150 \text{ N/mm}^2$	91
Abb. 5.7:	Lebensdauer Seil A bei $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$	92
Abb. 5.8:	Lebensdauer Seil A bei $2S_a/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$	93
Abb. 5.9:	Seildehnung über Lebensdauer Seil A	94
Abb. 5.10:	Änderung der Bruchkraft als Funktion der Verdrehung	97
Abb. 5.11:	Kraft-Dehnungs-Graphen Seil B	97
Abb. 5.12:	Gemessenes Drehmoment $M(S,\omega)$ Seil B	99
Abb. 5.13:	Tangentenmodule $E_{t,auf,i}$ für Seil B.....	101
Abb. 5.14:	Lebensdauer Seil B bei $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$	102
Abb. 5.15:	Lebensdauer Seil B bei $2S_a/d^2 = 250 \text{ N/mm}^2$	103
Abb. 5.16:	Lebensdauer Seil B bei $2S_a/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$	104
Abb. 5.17:	Seildehnung infolge der Drahtbruchentwicklung.....	105
Abb. 5.18:	Drahtbruchentwicklung Seil B, Zugschwellversuch Nr. 99.....	106
Abb. 6.1 :	Globale Regressionsanalyse Seil A.....	116
Abb. 6.2:	Lebensdauer Seil A für $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$,.....	117
Abb. 6.3:	Lebensdauer Seil A für $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$,.....	118
Abb. 6.4:	Vergleich der Lebensdauern Seil A (linear)	118
Abb. 6.5:	Vergleich der Lebensdauern Seil A (logarithmisch).....	119
Abb. 6.6:	Globale Regressionsanalyse Seil B.....	121
Abb. 6.7:	Lebensdauer Seil B für $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$,.....	122
Abb. 6.8:	Vergleich der Lebensdauern Seil B (linear)	123
Abb. 6.9:	Vergleich der Lebensdauern Seil B (logarithmisch).....	124
Abb. 6.10:	Lebensdauer Seil B für $2S_a/d^2 = 150 \text{ N/mm}^2$,.....	125
Abb. 6.11:	Regressionskurven Seil A für $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$	128
Abb. 6.12:	Regressionskurven Seil B für $2S_a/d^2 = 250 \text{ N/mm}^2$	128
Abb. 7.1:	Litze Seil A im Neuzustand.....	133
Abb. 7.2:	Litze Seil A nach Zugschwellversuch mit $\omega = 0$	133
Abb. 7.3:	Litze Seil A nach Zugschwellversuch mit $\omega = +360^\circ/100d$	134
Abb. 7.4:	Litze Seil A nach Zugschwellversuch mit $\omega = -360^\circ/100d$	135
Abb. 7.5:	Deformierte und innen gebrochene Seileinlage Seil A	136
Abb. 7.6:	Seileinlage Seil A ohne Decklage mit Drahtbruch	136
Abb. 7.7:	Einzeldraht Seil A, $d = 0,77 \text{ mm}$, Bruchausgang	138
Abb. 7.8:	Einzeldraht Seil A, $d = 0,77 \text{ mm}$, Übergang.....	138
Abb. 7.9:	Kontaktbedingungen zwischen Seileinlage und Litzen	140
Abb. 9.1:	Änderungen von φ , ω , l bei Zugschwellbelastung	153
Abb. IX.1:	Lebensdauer Seil A für $2S_a/d^2 = 100 \text{ N/mm}^2$	xxxiv
Abb. IX.2:	Lebensdauer Seil A für $2S_a/d^2 = 150 \text{ N/mm}^2$	xxxiv
Abb. IX.3:	Lebensdauer Seil A für $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$	xxxv
Abb. IX.4:	Lebensdauer Seil A für $2S_a/d^2 = 250 \text{ N/mm}^2$	xxxv

Abb. IX.5: Lebensdauer Seil A für $2S_a/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$	xxxvi
Abb. IX.6: Lebensdauer Seil B für $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$	xxxvi
Abb. IX.7: Lebensdauer Seil B für $2S_a/d^2 = 225 \text{ N/mm}^2$	xxxvii
Abb. IX.8: Lebensdauer Seil B für $2S_a/d^2 = 250 \text{ N/mm}^2$	xxxvii
Abb. IX.9: Lebensdauer Seil B für $2S_a/d^2 = 275 \text{ N/mm}^2$	xxxviii
Abb. IX.10: Lebensdauer Seil B für $2S_a/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$	xxxviii
Abb. IX.11: Regressionskurve Seil A für $2S_a/d^2 = 150 \text{ N/mm}^2$	xxxix
Abb. IX.12: Regressionskurven Seil A für $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$	xxxix
Abb. IX.13: Regressionskurven Seil A für $2S_a/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$	xl
Abb. IX.14: Regressionskurven Seil B für $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$	xl
Abb. IX.15: Regressionskurven Seil B für $2S_a/d^2 = 250 \text{ N/mm}^2$	xli
Abb. IX.16: Regressionskurven Seil B für $2S_a/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$	xli

VIII Tabellenverzeichnis

Tab. 3.1: Seilgeometrie bei Verdrehung.....	38
Tab. 4.2: Einstellmöglichkeiten Verdrehvorrichtung	65
Tab. 4.3: Definierte Verdrehwinkel für Zugschwellversuche.....	69
Tab. 5.4: Absolute und relative Bruchkräfte und Dehnungen Seil A.....	82
Tab. 5.5: Regressionskoeffizienten Bruchkraft Seil A.....	84
Tab. 5.6: Regressionskoeffizienten Bruchkraft Seil A.....	84
Tab. 5.7: Messwerte Drehmomentmessung Seil A	87
Tab. 5.8: Drehmomentkonstanten c_i für Seil A	87
Tab. 5.9: Tangentenmodule $E_{t,auf,i}$ für Seil A.....	88
Tab. 5.10: Absolute und relative Bruchkräfte und Dehnungen Seil B.....	96
Tab. 5.11: Regressionskoeffizienten Bruchkraft Seil A	98
Tab. 5.12: Regressionskoeffizienten Bruchkraft Seil B	98
Tab. 5.13: Messwerte Drehmomentmessung Seil B	99
Tab. 5.14: Drehmomentkonstanten c_i für Seil B	99
Tab. 5.15: Tangentenmodule $E_{t,auf,i}$ für Seil B	100
Tab. 6.1: Regressionsansätze 1 - 14.....	111
Tab. 6.2: Regressionsansätze 21 – 22.....	111
Tab. 6.3: Neue Lebensdauergleichung	112
Tab. 6.4: Auswertebereiche Regressionsrechnung Seil A	113
Tab. 6.5: Auswertebereiche Regressionsrechnung Seil B	113
Tab. 6.6: Regressionskoeffizienten b_{ij} und Bestimmtheitsmaße B_i Seil A	114
Tab. 6.7: Regressionskoeffizienten b_{ij} und Bestimmtheitsmaße B_i Seil B	120
Tab. 6.8: Bestimmtheitsmaße B_i und Standardabweichungen lgs_i Seil A.....	127
Tab. 6.9: Bestimmtheitsmaße B_i und Standardabweichungen lgs_i Seil B.....	127
Tab. 7.1: Systematik der mikroskopischen Untersuchungen.....	132
Tab. 9.1: Verdrehwinkel über der Seillänge bei statischer Zugbelastung.....	151
Tab. 9.2: Seilzugkräfte bei Zugschwellbelastung	152
Tab. 9.3: Verdrehwinkel bei Zugschwellbelastung	154
Tab. 9.4: Verdrehwinkeländerungen bei Zugschwellbelastung	154
Tab. 9.5: Ergebnisse des Berechnungsverfahrens nach Ernst	155

IX Anhang

Lebensdauerdiagramme

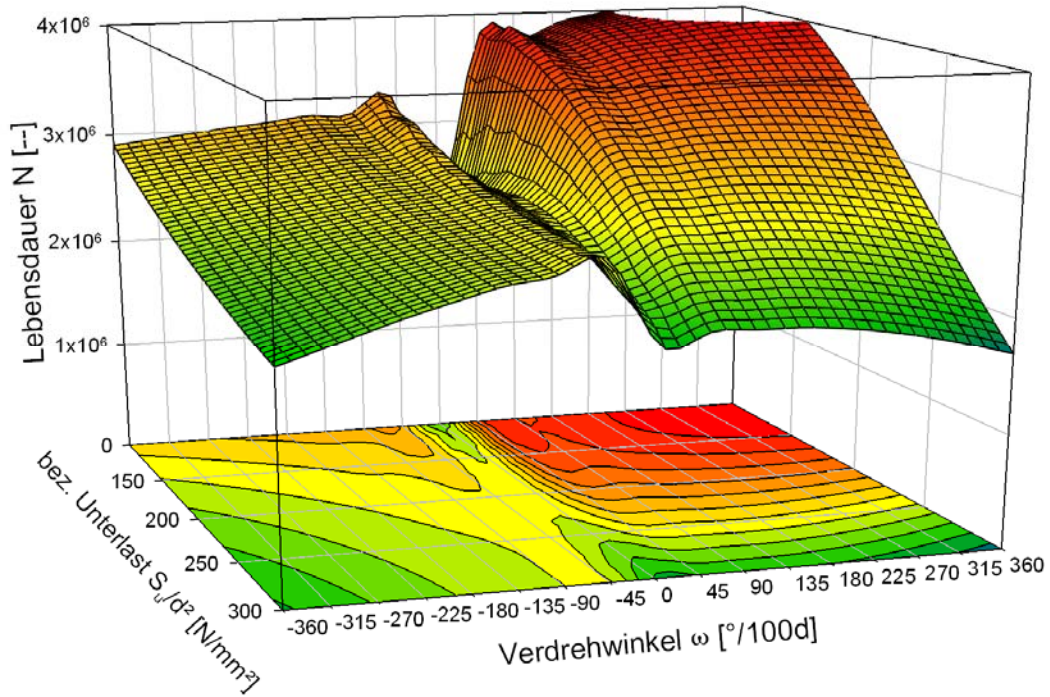


Abb. IX.1: Lebensdauer Seil A für $2S_u/d^2 = 100 N/mm^2$

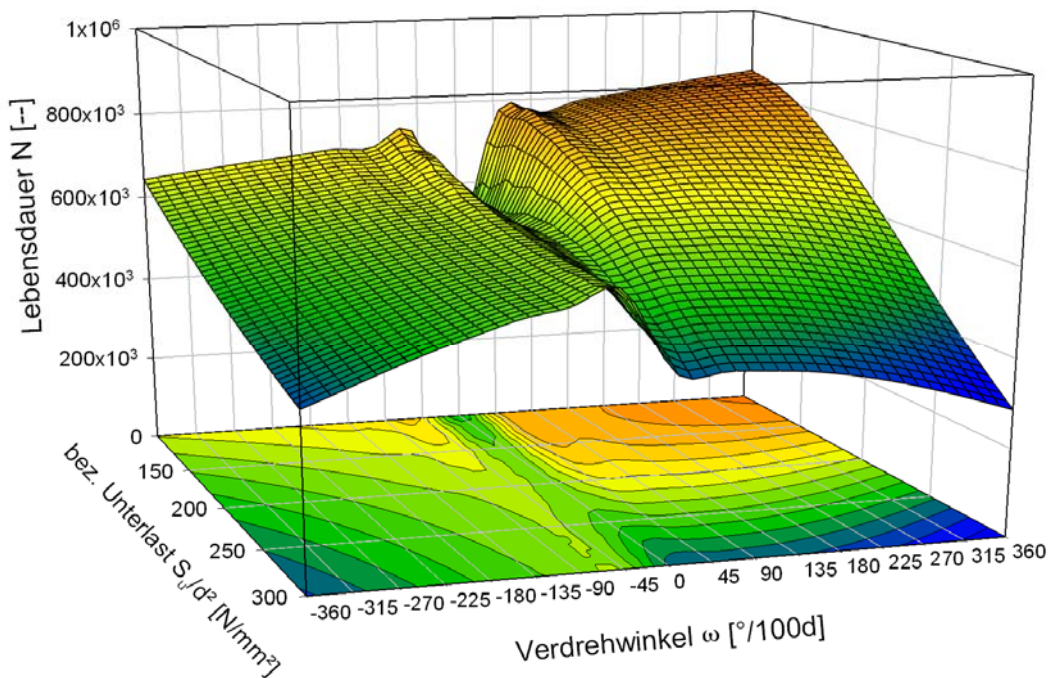


Abb. IX.2: Lebensdauer Seil A für $2S_u/d^2 = 150 N/mm^2$

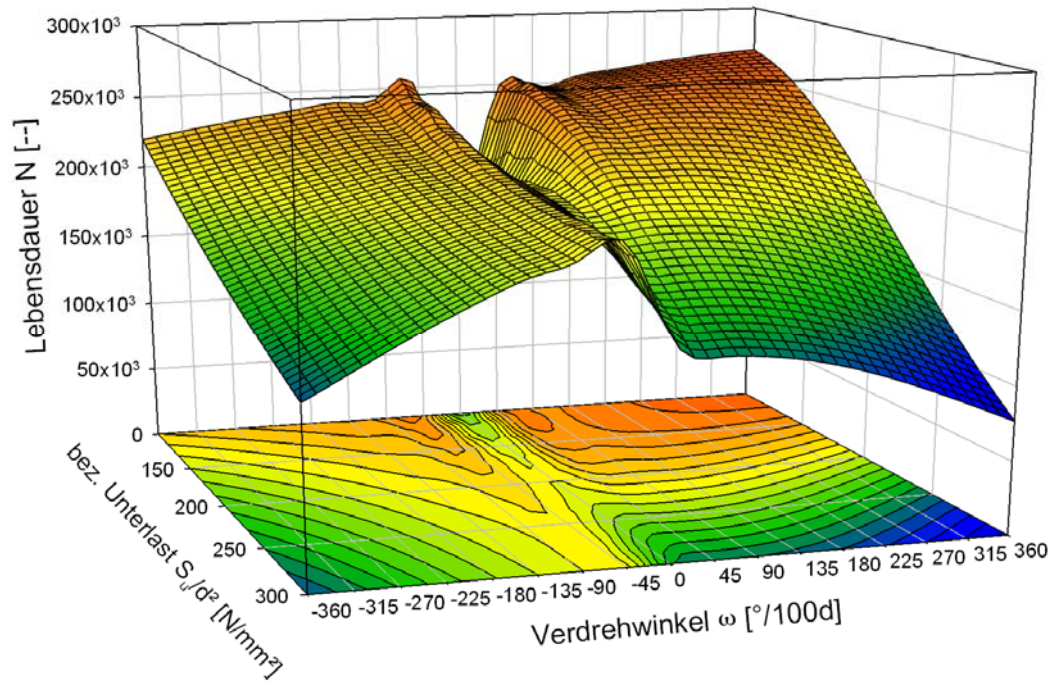


Abb. IX.3: Lebensdauer Seil A für $2S_a/d^2 = 200 N/mm^2$

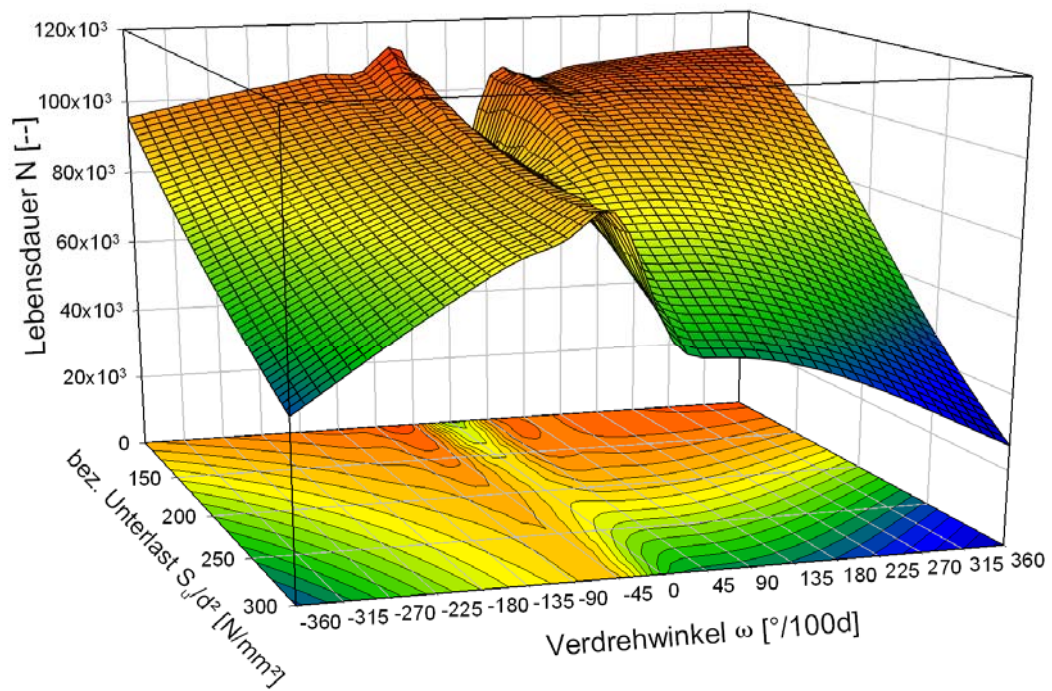


Abb. IX.4: Lebensdauer Seil A für $2S_a/d^2 = 250 N/mm^2$

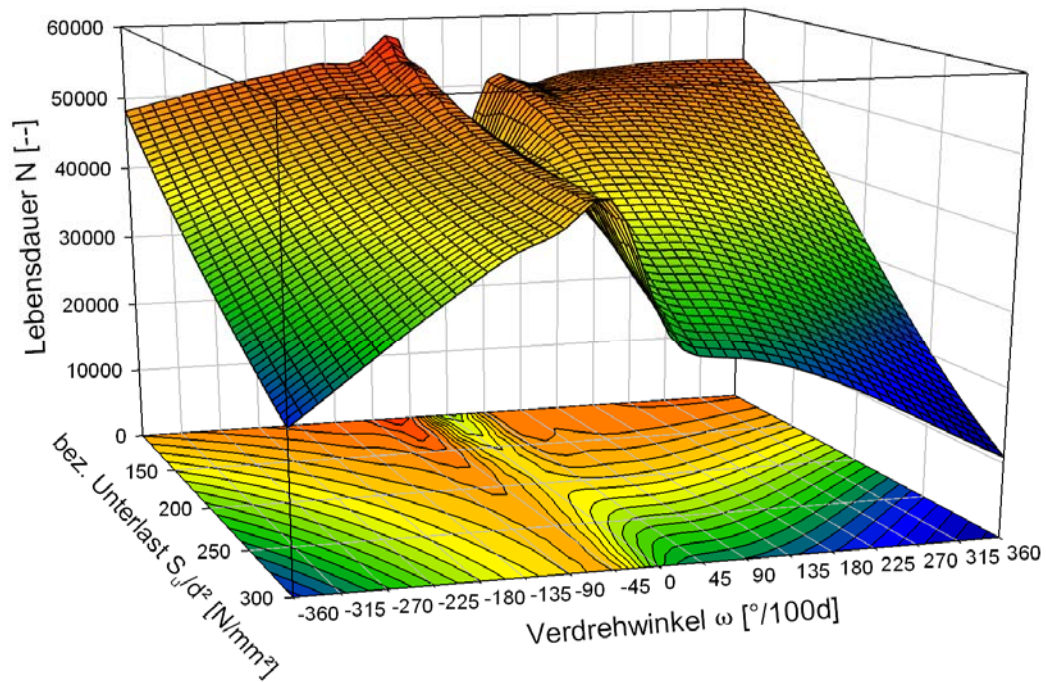


Abb. IX.5: Lebensdauer Seil A für $2S_0/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$

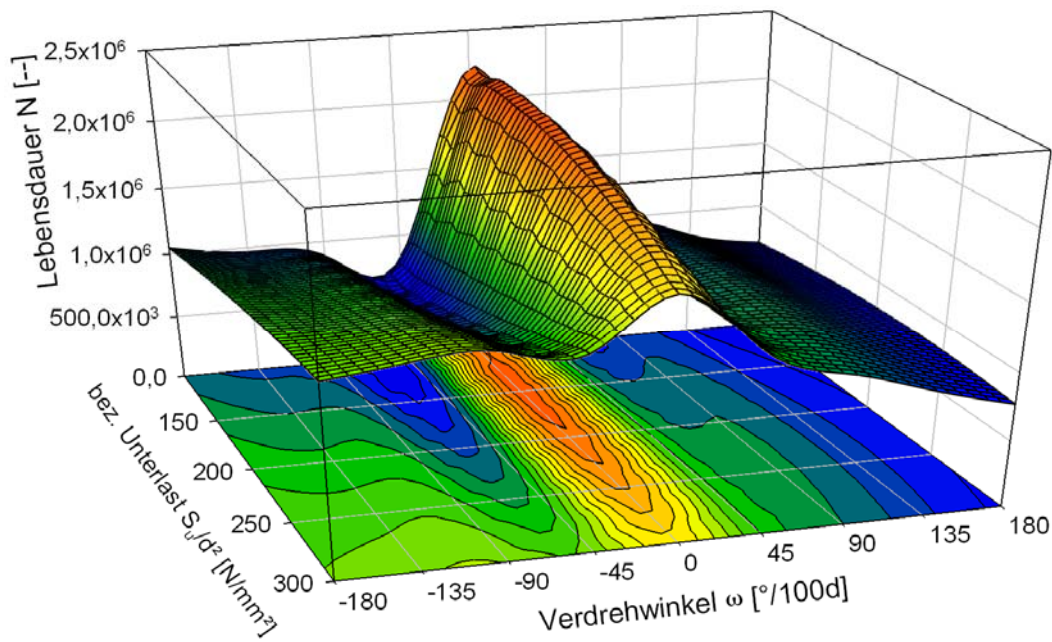


Abb. IX.6: Lebensdauer Seil B für $2S_0/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$

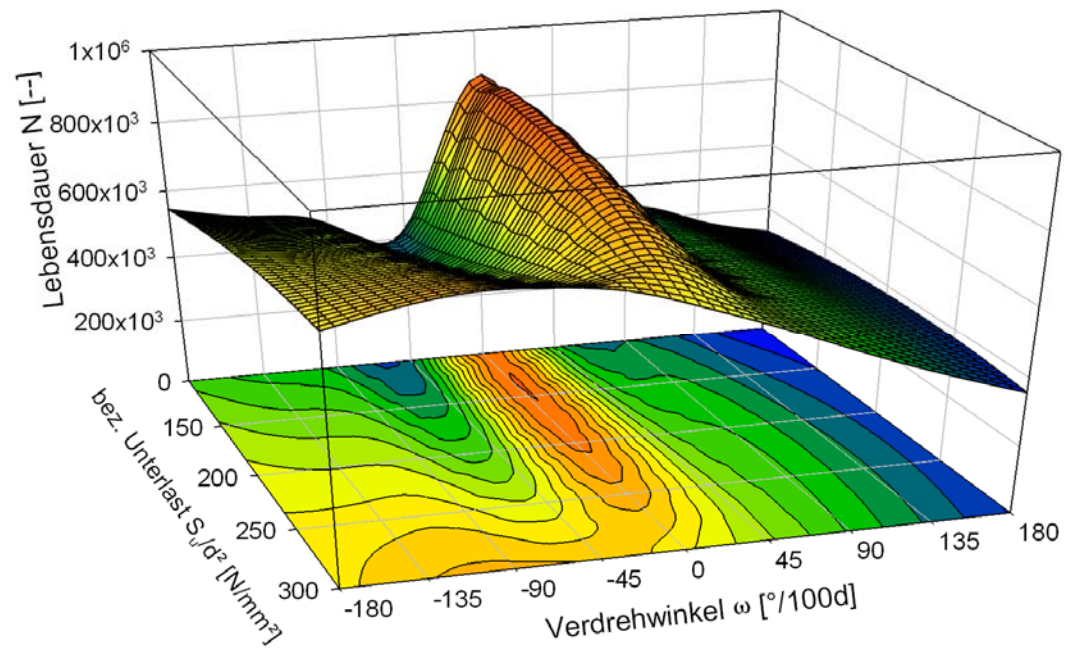


Abb. IX.7: Lebensdauer Seil B für $2S_a/d^2 = 225 N/mm^2$

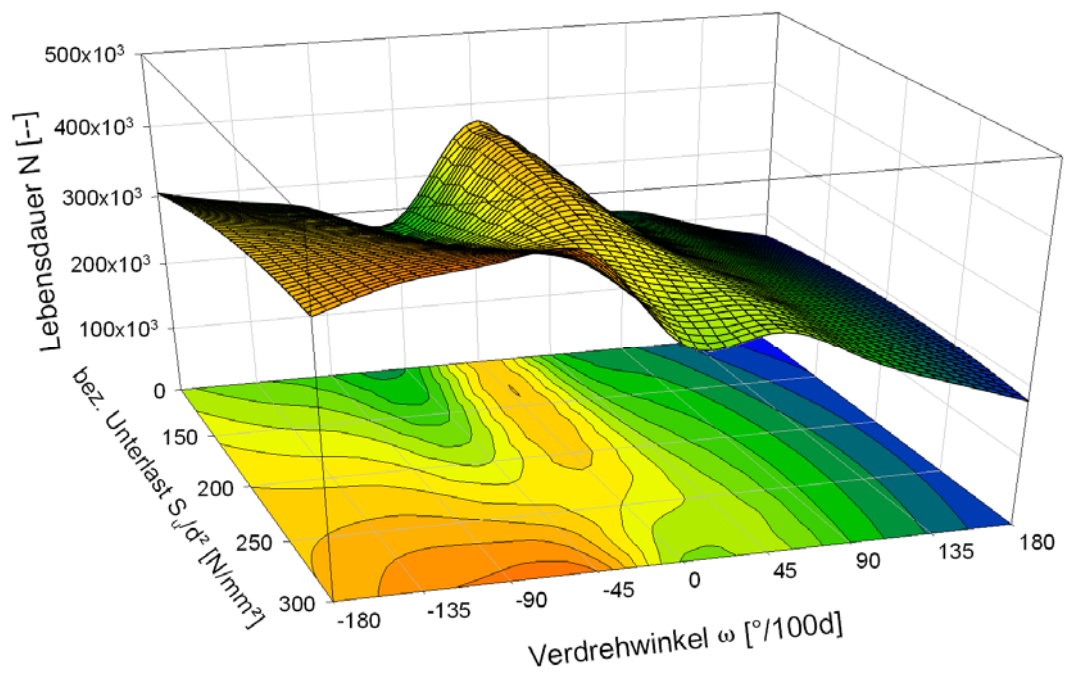


Abb. IX.8: Lebensdauer Seil B für $2S_a/d^2 = 250 N/mm^2$

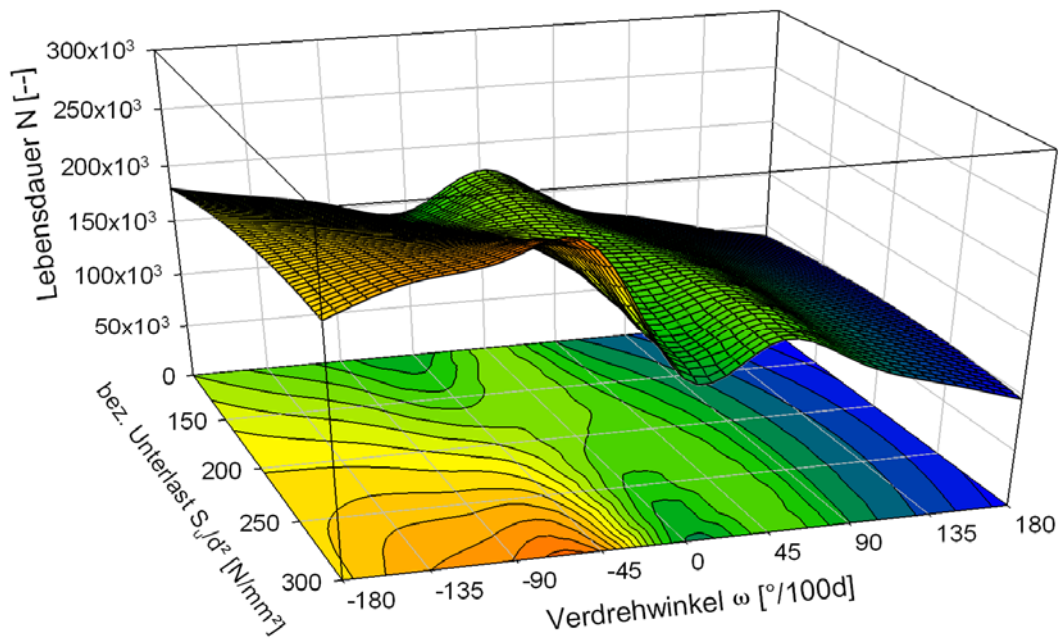


Abb. IX.9: Lebensdauer Seil B für $2S_a/d^2 = 275 \text{ N/mm}^2$

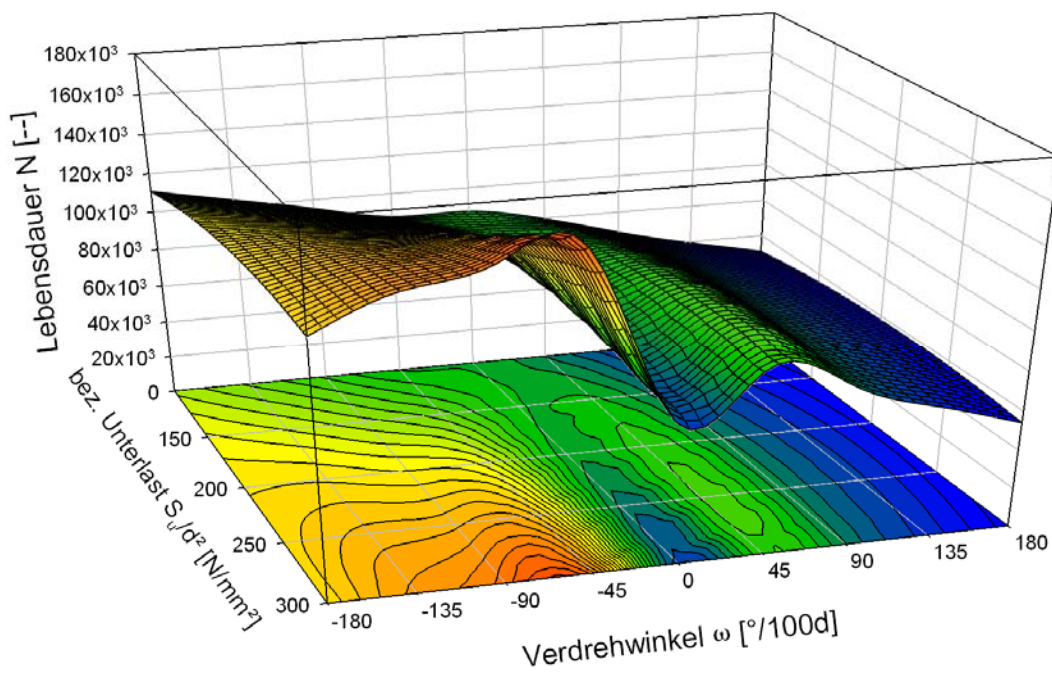


Abb. IX.10: Lebensdauer Seil B für $2S_a/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$

Korrelationsanalyse

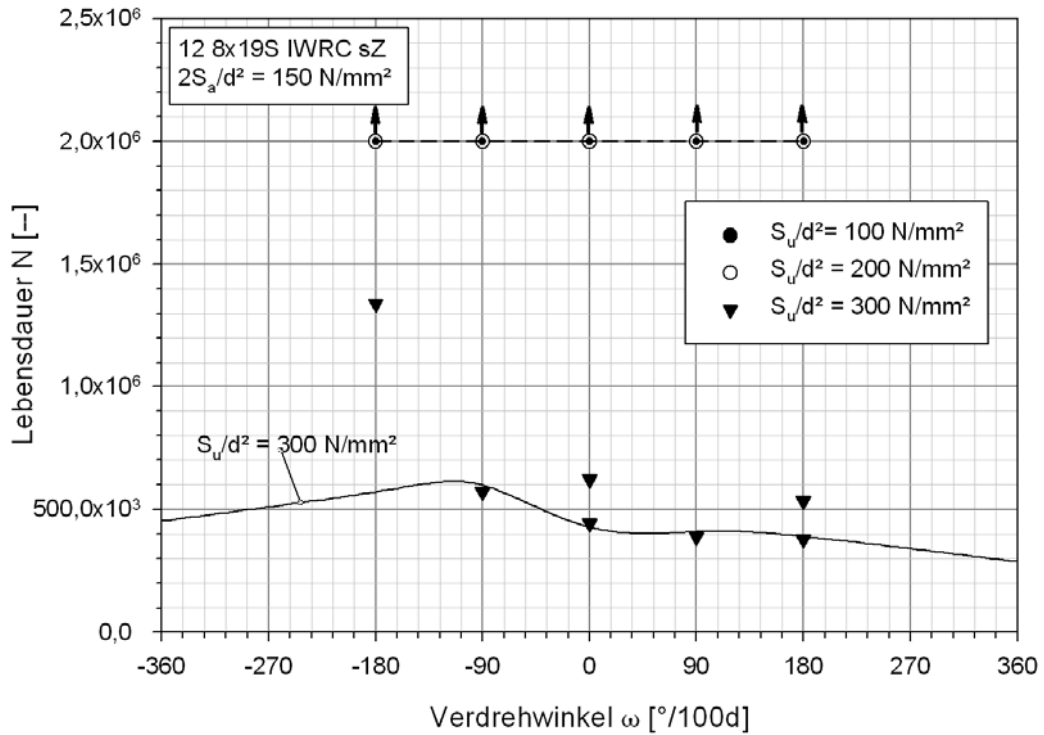


Abb. IX.11: Regressionskurve Seil A für $2S_a/d^2 = 150 \text{ N/mm}^2$

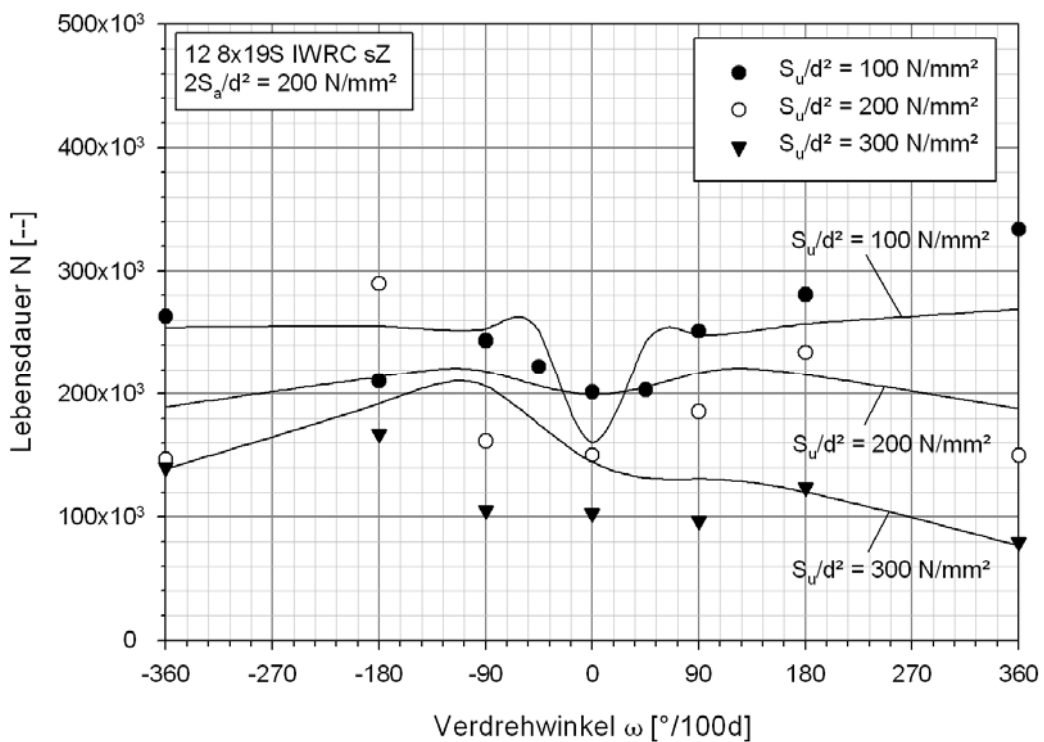


Abb. IX.12: Regressionskurven Seil A für $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$

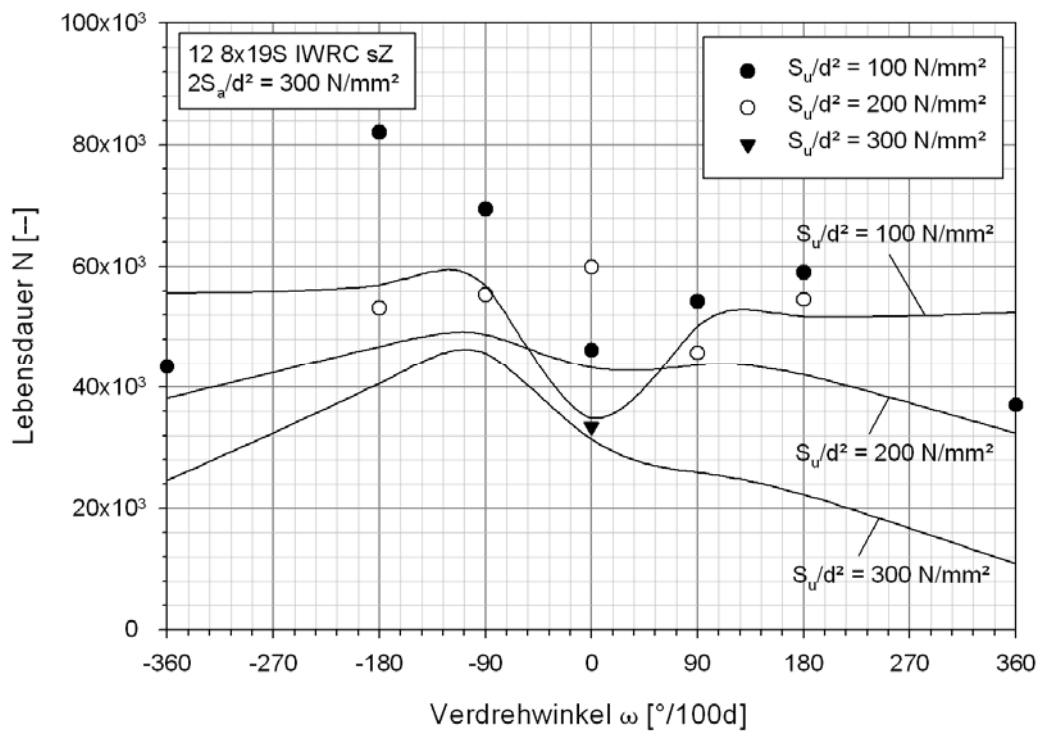


Abb. IX.13: Regressionskurven Seil A für $2S_a/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$

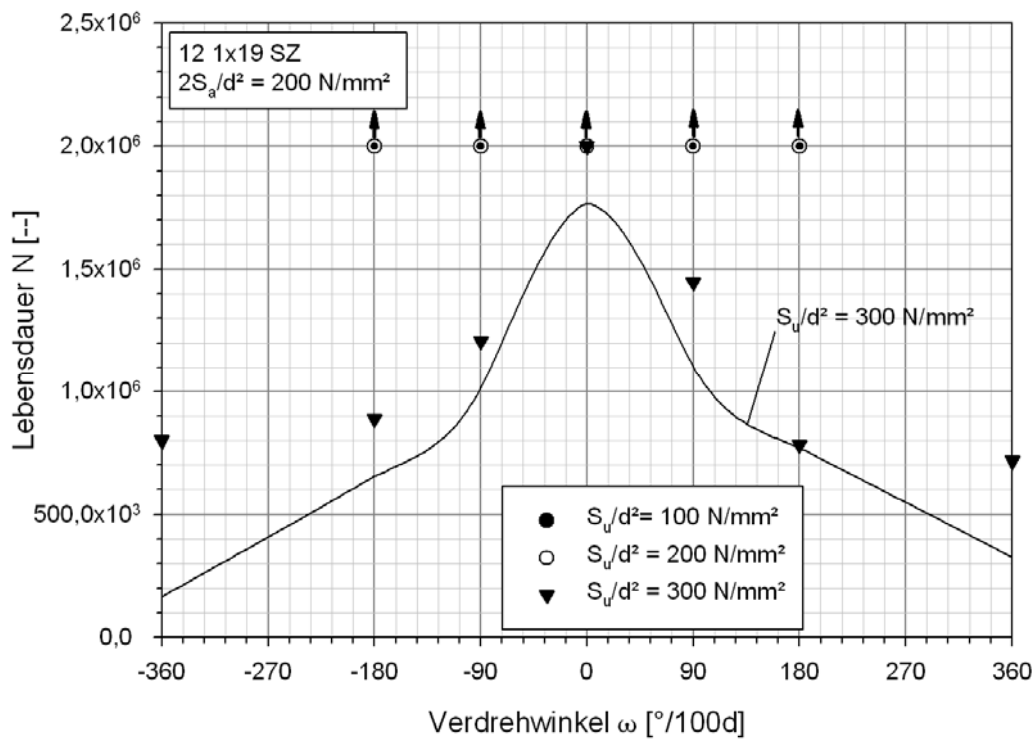
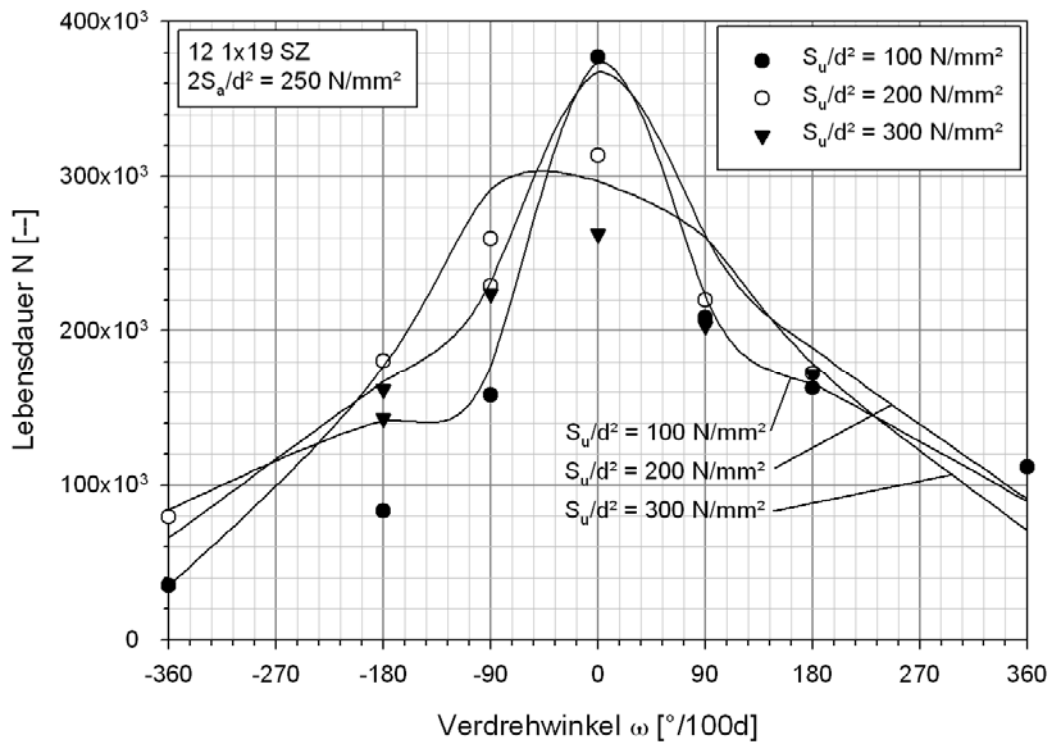
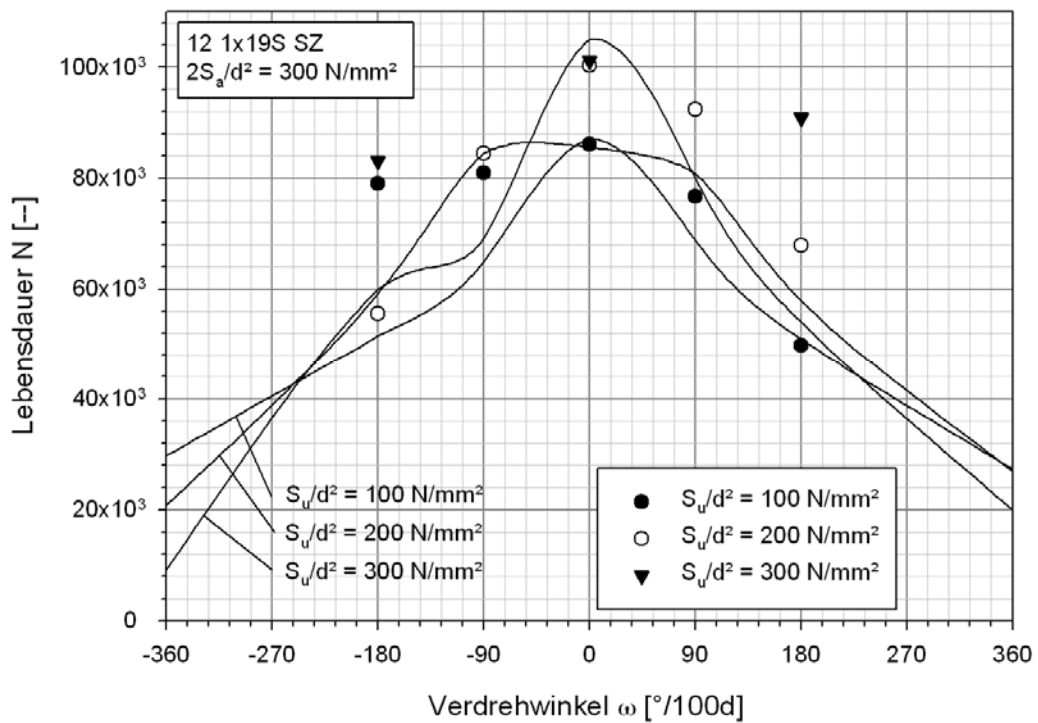


Abb. IX.14: Regressionskurven Seil B für $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$

Abb. IX.15: Regressionskurven Seil B für $2S_a/d^2 = 250 \text{ N/mm}^2$ Abb. IX.16: Regressionskurven Seil B für $2S_a/d^2 = 300 \text{ N/mm}^2$

Messdaten Zugschwellversuche

Nr.	8x19/ 1x19	L [mm]	$2S_a/d^2$ [N/mm ²]	S_u/d^2 [N/mm ²]	S_m/d^2 [N/mm ²]	S_0/d^2 [N/mm ²]	φ/l [°/1000d]	S_m [kN]	S_a [kN]	S_u [kN]	S_0 [kN]	S_m [%UBL]	S_a [%UBL]	S_u [%UBL]	S_0 [%UBL]	φ [°]	N [-]
29	8 x 19	1640	100	100	150	200	180	21,6	7,2	14,4	28,8	19%	6%	13%	25%	246,0	2000000
27 B	8 x 19	1640	100	100	150	200	90	21,6	7,2	14,4	28,8	19%	6%	13%	25%	123,0	2000000
26	8 x 19	1640	100	100	150	200	0	21,6	7,2	14,4	28,8	19%	6%	13%	25%	0,0	2000000
28	8 x 19	1640	100	100	150	200	-90	21,6	7,2	14,4	28,8	19%	6%	13%	25%	-123,0	2000000
30	8 x 19	1640	100	100	150	200	-180	21,6	7,2	14,4	28,8	19%	6%	13%	25%	-246,0	2000000
35	8 x 19	1640	100	200	250	300	-180	36,0	7,2	28,8	43,2	32%	6%	25%	38%	-246,0	2000000
33	8 x 19	1640	100	200	250	300	-90	36,0	7,2	28,8	43,2	32%	6%	25%	38%	-123,0	2000000
31	8 x 19	1640	100	200	250	300	0	36,0	7,2	28,8	43,2	32%	6%	25%	38%	0,0	2000000
32	8 x 19	1640	100	200	250	300	90	36,0	7,2	28,8	43,2	32%	6%	25%	38%	123,0	2000000
34	8 x 19	1640	100	200	250	300	180	36,0	7,2	28,8	43,2	32%	6%	25%	38%	246,0	2000000
40	8 x 19	1640	100	300	350	400	-180	50,4	7,2	43,2	57,6	44%	6%	38%	51%	-246,0	2000000
38	8 x 19	1640	100	300	350	400	-90	50,4	7,2	43,2	57,6	44%	6%	38%	51%	-123,0	2000000
36	8 x 19	1640	100	300	350	400	0	50,4	7,2	43,2	57,6	44%	6%	38%	51%	0,0	2000000
37	8 x 19	1640	100	300	350	400	90	50,4	7,2	43,2	57,6	44%	6%	38%	51%	123,0	2000000
39	8 x 19	1640	100	300	350	400	180	50,4	7,2	43,2	57,6	44%	6%	38%	51%	246,0	2000000
LZ05	8 x 19	1640	150	100	175	250	-180	25,2	10,8	14,4	36,0	22%	9%	13%	32%	-246,0	2000000
LZ03	8 x 19	1640	150	100	175	250	-90	25,2	10,8	14,4	36,0	22%	9%	13%	32%	-123,0	2000000
LZ01	8 x 19	1640	150	100	175	250	0	25,2	10,8	14,4	36,0	22%	9%	13%	32%	0,0	2000000
LZ02	8 x 19	1640	150	100	175	250	90	25,2	10,8	14,4	36,0	22%	9%	13%	32%	123,0	2000000
LZ04	8 x 19	1640	150	100	175	250	180	25,2	10,8	14,4	36,0	22%	9%	13%	32%	246,0	2000000
LZ10	8 x 19	1640	150	200	275	350	-180	39,6	10,8	28,8	50,4	35%	9%	25%	44%	-246,0	2000000
LZ08	8 x 19	1640	150	200	275	350	-90	39,6	10,8	28,8	50,4	35%	9%	25%	44%	-123,0	2000000

Nr.	8x19/ 1x19	L [mm]	$2S_a/d^2$ [N/mm ²]	S_{ul}/d^2 [N/mm ²]	S_m/d^2 [N/mm ²]	S_o/d^2 [N/mm ²]	φ/l [°/1000d]	S_m [kN]	S_a [kN]	S_u [kN]	S_o [kN]	S_m [%UBL]	S_a [%UBL]	S_u [%UBL]	S_o [%UBL]	φ [°]	N [-]
LZ06	8 x 19	1640	150	200	275	350	0	39,6	10,8	28,8	50,4	35%	9%	25%	44%	0,0	2000000
LZ07	8 x 19	1640	150	200	275	350	90	39,6	10,8	28,8	50,4	35%	9%	25%	44%	123,0	2000000
LZ09	8 x 19	1640	150	200	275	350	180	39,6	10,8	28,8	50,4	35%	9%	25%	44%	246,0	2000000
LZ15	8 x 19	1640	150	300	375	450	-180	54,0	10,8	43,2	64,8	47%	9%	38%	57%	-246,0	1340065
LZ13	8 x 19	1640	150	300	375	450	-90	54,0	10,8	43,2	64,8	47%	9%	38%	57%	-123,0	572044
LZ11	8 x 19	1640	150	300	375	450	0	54,0	10,8	43,2	64,8	47%	9%	38%	57%	0,0	442272
LZ11 A	8 x 19	1640	150	300	375	450	0	54,0	10,8	43,2	64,8	47%	9%	38%	57%	0,0	621760
LZ12	8 x 19	1640	150	300	375	450	90	54,0	10,8	43,2	64,8	47%	9%	38%	57%	123,0	387619
LZ14	8 x 19	1640	150	300	375	450	180	54,0	10,8	43,2	64,8	47%	9%	38%	57%	246,0	535312
LZ14a	8 x 19	1640	150	300	375	450	180	54,0	10,8	43,2	64,8	47%	9%	38%	57%	246,0	378417
LZ 36	8 x 19	1710	200	100	200	300	-360	28,8	14,4	14,4	43,2	25%	13%	13%	38%	-513,0	262945
LZ 16	8 x 19	1710	200	100	200	300	-180	28,8	14,4	14,4	43,2	25%	13%	13%	38%	-256,5	210529
13	8 x 19	1710	200	100	200	300	-90	28,8	14,4	14,4	43,2	25%	13%	13%	38%	-128,3	243521
15	8 x 19	1710	200	100	200	300	-45	28,8	14,4	14,4	43,2	25%	13%	13%	38%	-64,1	222277
11	8 x 19	1710	200	100	200	300	0	28,8	14,4	14,4	43,2	25%	13%	13%	38%	0,0	201357
14	8 x 19	1710	200	100	200	300	45	28,8	14,4	14,4	43,2	25%	13%	13%	38%	64,1	203135
12	8 x 19	1710	200	100	200	300	90	28,8	14,4	14,4	43,2	25%	13%	13%	38%	128,3	251202
LZ 18	8 x 19	1710	200	100	200	300	180	28,8	14,4	14,4	43,2	25%	13%	13%	38%	256,5	280756
LZ 35	8 x 19	1710	200	100	200	300	360	28,8	14,4	14,4	43,2	25%	13%	13%	38%	513,0	333778
LZ 37	8 x 19	1710	200	200	300	400	-360	43,2	14,4	28,8	57,6	38%	13%	25%	51%	-513,0	146870
20	8 x 19	1640	200	200	300	400	-180	43,2	14,4	28,8	57,6	38%	13%	25%	51%	-246,0	289767
18	8 x 19	1710	200	200	300	400	-90	43,2	14,4	28,8	57,6	38%	13%	25%	51%	-128,3	161540
16	8 x 19	1710	200	200	300	400	0	43,2	14,4	28,8	57,6	38%	13%	25%	51%	0,0	150199
17	8 x 19	1710	200	200	300	400	90	43,2	14,4	28,8	57,6	38%	13%	25%	51%	128,3	185196
19	8 x 19	1640	200	200	300	400	180	43,2	14,4	28,8	57,6	38%	13%	25%	51%	246,0	234100
LZ 38	8 x 19	1710	200	200	300	400	360	43,2	14,4	28,8	57,6	38%	13%	25%	51%	513,0	149877

Nr.	8x19/ 1x19	L [mm]	$2S_a/d^2$ [N/mm ²]	S_a/d^2 [N/mm ²]	S_m/d^2 [N/mm ²]	S_o/d^2 [N/mm ²]	φ/l [°/1000d]	S_m [kN]	S_a [kN]	S_u [kN]	S_o [kN]	S_m [%UBL]	S_a [%UBL]	S_u [%UBL]	S_o [%UBL]	φ [°]	N [--]
LZ 39	8 x 19	1710	200	300	400	500	-360	57,6	14,4	43,2	72,0	51%	13%	38%	63%	-513,0	139972
25	8 x 19	1640	200	300	400	500	-180	57,6	14,4	43,2	72,0	51%	13%	38%	63%	-246,0	167288
23	8 x 19	1710	200	300	400	500	-90	57,6	14,4	43,2	72,0	51%	13%	38%	63%	-128,3	105250
21	8 x 19	1710	200	300	400	500	0	57,6	14,4	43,2	72,0	51%	13%	38%	63%	0,0	102895
22	8 x 19	1710	200	300	400	500	90	57,6	14,4	43,2	72,0	51%	13%	38%	63%	128,3	97035
24	8 x 19	1710	200	300	400	500	180	57,6	14,4	43,2	72,0	51%	13%	38%	63%	256,5	123938
LZ 40	8 x 19	1710	200	300	400	500	360	57,6	14,4	43,2	72,0	51%	13%	38%	63%	513,0	79845
LZ19	8 x 19	1640	250	100	225	350	0	32,4	18	14,4	50,4	28%	16%	13%	44%	0,0	61467
LZ19A	8 x 19	1640	250	100	225	350	0	32,4	18	14,4	50,4	28%	16%	13%	44%	0,0	46977
LZ24	8 x 19	1640	250	200	325	450	0	46,8	18	28,8	64,8	41%	16%	25%	57%	0,0	82719
LZ29	8 x 19	1640	250	300	425	550	0	61,2	18	43,2	79,2	54%	16%	38%	69%	0,0	54789
LZ 41	8 x 19	1640	300	100	250	400	-360	36,0	21,6	14,4	57,6	32%	19%	13%	51%	-492,0	43487
45	8 x 19	1640	300	100	250	400	-180	36,0	21,6	14,4	57,6	32%	19%	13%	51%	-246,0	82062
43	8 x 19	1710	300	100	250	400	-90	36,0	21,6	14,4	57,6	32%	19%	13%	51%	-128,3	69400
41	8 x 19	1640	300	100	250	400	0	36,0	21,6	14,4	57,6	32%	19%	13%	51%	0,0	46163
42A	8 x 19	1690	300	100	250	400	90	36,0	21,6	14,4	57,6	32%	19%	13%	51%	126,8	54228
44	8 x 19	1640	300	100	250	400	180	36,0	21,6	14,4	57,6	32%	19%	13%	51%	246,0	59029
LZ 42	8 x 19	1640	300	100	250	400	360	36,0	21,6	14,4	57,6	32%	19%	13%	51%	492,0	37051
50	8 x 19	1640	300	200	350	500	-180	50,4	21,6	28,8	72,0	44%	19%	25%	63%	-246,0	53140
48	8 x 19	1640	300	200	350	500	-90	50,4	21,6	28,8	72,0	44%	19%	25%	63%	-123,0	55297
46A	8 x 19	1640	300	200	350	500	0	50,4	21,6	28,8	72,0	44%	19%	25%	63%	0,0	59852
47	8 x 19	1640	300	200	350	500	90	50,4	21,6	28,8	72,0	44%	19%	25%	63%	123,0	45751
49	8 x 19	1640	300	200	350	500	180	50,4	21,6	28,8	72,0	44%	19%	25%	63%	246,0	54504
51	8 x 19	1640	300	300	450	600	0	64,8	21,6	43,2	86,4	57%	19%	38%	76%	0,0	33450

Nr.	8x19 / 1x19	L [mm]	$2S_a/d^2$ [N/mm ²]	S_{U/d^2} [N/mm ²]	S_m/d^2 [N/mm ²]	S_o/d^2 [N/mm ²]	φ/l [°/100d]	S_m [kN]	S_a [kN]	S_u [kN]	S_o [kN]	S_m [%UBL]	S_a [%UBL]	S_u [%UBL]	S_o [%UBL]	φ [°]	N [-]
27	8 x 19	1710	100	100	150	200	90	21,6	7,2	14,4	28,8	19%	6%	13%	25%	128,3	12261
27 A	8 x 19	1710	100	100	150	200	90	21,6	7,2	14,4	28,8	19%	6%	13%	25%	128,3	19417
LZ12	8 x 19	1640	150	300	375	450	90	54,0	10,8	43,2	64,8	47%	9%	38%	57%	123,0	387619
LZ 36 A	8 x 19	1710	200	100	200	300	-360	28,8	14,4	14,4	43,2	25%	13%	13%	38%	-513,0	151950
46	8 x 19	1640	300	200	350	500	0	50,4	21,6	28,8	72,0	44%	19%	25%	63%	0,0	43971
42	8 x 19	1710	300	100	250	400	90	36,0	21,6	14,4	57,6	32%	19%	13%	51%	128,3	54564
43 A	8 x 19	1710	300	100	250	400	-90	36,0	21,6	14,4	57,6	32%	19%	13%	51%	-128,3	69420

Nr.	8x19 / 1x19	L [mm]	$2S_a/d^2$ [N/mm ²]	S_{U/d^2} [N/mm ²]	S_m/d^2 [N/mm ²]	S_o/d^2 [N/mm ²]	φ/l [°/100d]	S_m [kN]	S_a [kN]	S_u [kN]	S_o [kN]	S_m [%UBL]	S_a [%UBL]	S_u [%UBL]	S_o [%UBL]	φ [°]	N [-]
57	1 x 19	1640	200	100	200	300	-180	28,8	14,4	14,4	43,2	19%	9%	9%	28%	-246,0	2000000
58	1 x 19	1640	200	100	200	300	-90	28,8	14,4	14,4	43,2	19%	9%	9%	28%	-123,0	2000000
56	1 x 19	1640	200	100	200	300	0	28,8	14,4	14,4	43,2	19%	9%	9%	28%	0,0	2000000
59	1 x 19	1640	200	100	200	300	90	28,8	14,4	14,4	43,2	19%	9%	9%	28%	123,0	2000000
60	1 x 19	1640	200	100	200	300	180	28,8	14,4	14,4	43,2	19%	9%	9%	28%	246,0	2000000
70	1 x 19	1640	200	200	300	400	-180	43,2	14,4	28,8	57,6	28%	9%	19%	37%	-246,0	2000000
68	1 x 19	1640	200	200	300	400	-90	43,2	14,4	28,8	57,6	28%	9%	19%	37%	-123,0	2000000
66	1 x 19	1640	200	200	300	400	0	43,2	14,4	28,8	57,6	28%	9%	19%	37%	0,0	2000000
67	1 x 19	1640	200	200	300	400	90	43,2	14,4	28,8	57,6	28%	9%	19%	37%	123,0	2000000
69	1 x 19	1640	200	200	300	400	180	43,2	14,4	28,8	57,6	28%	9%	19%	37%	246,0	2000000
SZ 04	1 x 19	1640	200	300	400	500	-360	57,6	14,4	43,2	72,0	37%	9%	28%	46%	-492,0	801362
65	1 x 19	1640	200	300	400	500	-180	57,6	14,4	43,2	72,0	37%	9%	28%	46%	-246,0	887900
63	1 x 19	1640	200	300	400	500	-90	57,6	14,4	43,2	72,0	37%	9%	28%	46%	-123,0	1207404
62b	1 x 19	1640	200	300	400	500	0	57,6	14,4	43,2	72,0	37%	9%	28%	46%	0,0	1999999
62a	1 x 19	1640	200	300	400	500	90	57,6	14,4	43,2	72,0	37%	9%	28%	46%	123,0	1447556

Nr.	8x19/ 1x19	L [mm]	2S _a /d ² [N/mm ²]	S _u /d ² [N/mm ²]	S _m /d ² [N/mm ²]	S _o /d ² [N/mm ²]	φ/l [°/100d]	S _m [kN]	S _a [kN]	S _u [kN]	S _o [kN]	S _m [%UBL]	S _a [%UBL]	S _u [%UBL]	S _o [%UBL]	φ [°]	N [--]
64	1 x 19	1640	200	300	400	500	180	57,6	14,4	43,2	72,0	37%	9%	28%	46%	246,0	783719
SZ03	1 x 19	1640	200	300	400	500	360	57,6	14,4	43,2	72,0	37%	9%	28%	46%	492,0	716370
SZ 05	1 x 19	1640	250	100	225	350	-360	32,4	18	14,4	50,4	21%	12%	9%	33%	-492,0	34850
90	1 x 19	1640	250	100	225	350	-180	32,4	18	14,4	50,4	21%	12%	9%	33%	-246,0	83015
88	1 x 19	1640	250	100	225	350	-90	32,4	18	14,4	50,4	21%	12%	9%	33%	-123,0	158231
86	1 x 19	1640	250	100	225	350	0	32,4	18	14,4	50,4	21%	12%	9%	33%	0,0	377317
87	1 x 19	1640	250	100	225	350	90	32,4	18	14,4	50,4	21%	12%	9%	33%	123,0	208572
89	1 x 19	1640	250	100	225	350	180	32,4	18	14,4	50,4	21%	12%	9%	33%	246,0	162539
SZ 06	1 x 19	1640	250	100	225	350	360	32,4	18	14,4	50,4	21%	12%	9%	33%	492,0	111425
SZ02	1 x 19	1640	250	200	325	450	-360	46,8	18	28,8	64,8	30%	12%	19%	42%	-492,0	79521
95	1 x 19	1640	250	200	325	450	-180	46,8	18	28,8	64,8	30%	12%	19%	42%	-246,0	180468
93	1 x 19	1640	250	200	325	450	-90	46,8	18	28,8	64,8	30%	12%	19%	42%	-123,0	229120
93a	1 x 19	1640	250	200	325	450	-90	46,8	18	28,8	64,8	30%	12%	19%	42%	-123,0	259727
91	1 x 19	1640	250	200	325	450	0	46,8	18	28,8	64,8	30%	12%	19%	42%	0,0	313423
92	1 x 19	1640	250	200	325	450	90	46,8	18	28,8	64,8	30%	12%	19%	42%	123,0	219702
94	1 x 19	1640	250	200	325	450	180	46,8	18	28,8	64,8	30%	12%	19%	42%	246,0	172474
100	1 x 19	1640	250	300	425	550	-180	61,2	18	43,2	79,2	39%	12%	28%	51%	-246,0	143146
98	1 x 19	1640	250	300	425	550	-180	61,2	18	43,2	79,2	39%	12%	28%	51%	-246,0	161683
96	1 x 19	1640	250	300	425	550	-90	61,2	18	43,2	79,2	39%	12%	28%	51%	-123,0	224007
96 a	1 x 19	1640	250	300	425	550	0	61,2	18	43,2	79,2	39%	12%	28%	51%	0,0	262589
97	1 x 19	1640	250	300	425	550	90	61,2	18	43,2	79,2	39%	12%	28%	51%	123,0	203384
99	1 x 19	1640	250	300	425	550	180	61,2	18	43,2	79,2	39%	12%	28%	51%	246,0	171862
85	1 x 19	1640	300	100	250	400	-180	36,0	21,6	14,4	57,6	23%	14%	9%	37%	-246,0	79059
83	1 x 19	1640	300	100	250	400	-90	36,0	21,6	14,4	57,6	23%	14%	9%	37%	-123,0	80947
81	1 x 19	1640	300	100	250	400	0	36,0	21,6	14,4	57,6	23%	14%	9%	37%	0,0	86135
81 a	1 x 19	1640	300	100	250	400	0	36,0	21,6	14,4	57,6	23%	14%	9%	37%	0,0	86395

X Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Björn Ernst
Geburtsdatum	05.05.1979
Geburtsort	Darmstadt
Nationalität	deutsch
Familienstand	ledig

Bisherige Beschäftigungen

Seit 10.2006	Wiss. Mitarbeiter am Institut für Fördertechnik & Logistik (IFT), Universität Stuttgart – Offshore-Seiltechnik – Leiter PSA-Prüflabor – Forschungsprojekte: Industrie, DFG, AiF
09.2005 – 02.2006	Fachpraktikum bei Mercedes-Benz U.S. Int. Inc. in Tuscaloosa, Alabama
06.2005 – 09.2005	Wiss. Hilfskraft am Institut für Fördertechnik & Logistik (IFT), Universität Stuttgart
08.2004 – 03.2005	Fachpraktikum im Mercedes-Benz Technology Center, Sindelfingen
10.2002 – 10.2004	Wiss. Hilfskraft am Institut für Arbeitswissenschaft & Technologiemanagement (IAT), Universität Stuttgart

Ausbildung

10.1999 – 10.2006	Studium des „allgemeinen Maschinenbaus“ an der Universität Stuttgart, Vertiefungen Fördertechnik, Technologiemanagement, Abschluss Dipl.-Ing. (1,7)
10.1998 – 10.1999	Zivildienst im Rettungsdienst beim DRK KV Biberach Ausbildung zum Rettungshelfer
1989 – 1998	Pestalozzi-Gymnasium Biberach / Riß, Abschluss Abitur (1,7), Leistungskurse Englisch, Deutsch