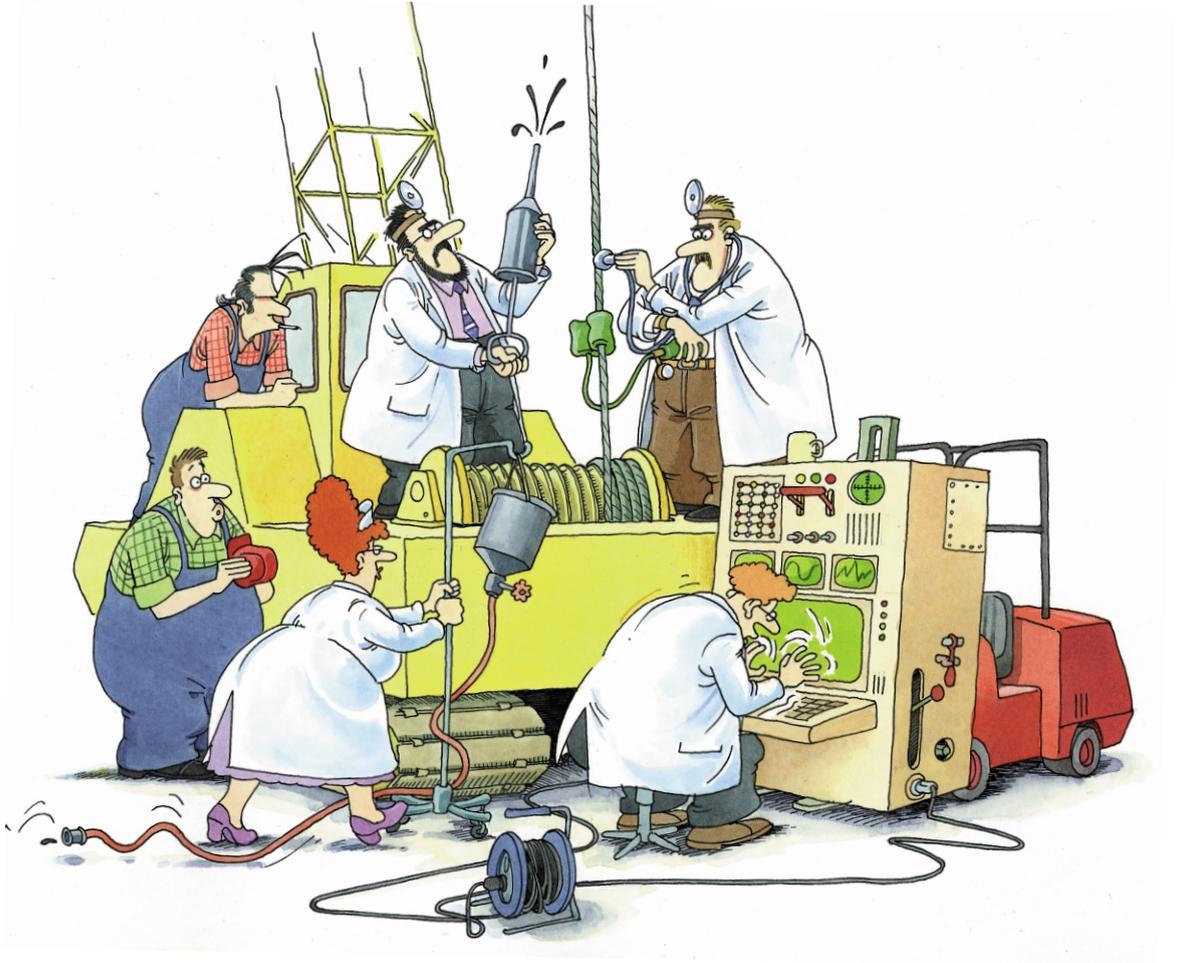


CASAR[®]

SPEZIALDRAHTSEILE



**Die Berechnung der Lebensdauer
von laufenden Drahtseilen**

Die Berechnung der Lebensdauer von laufenden Drahtseilen

von Dipl.- Ing. Roland Verreet

1. Einleitung	Seite	2
2. Die Berechnung der Anzahl der ertragbaren Biegewechsel.....	Seite	3
3. Die Definition eines Biegewechsels	Seite	5
4. Die Definition eines Gegenbiegewechsels	Seite	5
5. Die Lebensdauerprognosen	Seite	6
6. Der optimale Seilnennendurchmesser	Seite	8
7. Der wirtschaftlichste Seilnennendurchmesser	Seite	10
8. Der Einfluß des Lastkollektivs	Seite	10
9. Die Gewichtung des Gegenbiegewechsels	Seite	15
10. Vergleich der Drahtseillebensdauern von 4 Hubwerken.....	Seite	18
11. Die Ermittlung der höchstbeanspruchten Seilzone	Seite	22
12. Die Palmgren- Miner- Regel	Seite	24
13. Einflußfaktoren, die nicht berücksichtigt werden	Seite	26
14. Die Optimierung eines Seiltriebes.....	Seite	30
15. Schlußbemerkung	Seite	31

1. Einleitung

Während andere Maschinenelemente dauerhaft ausgelegt werden können, arbeiten laufende Drahtseile immer im Bereich der Zeitstandfestigkeit. Laufende Drahtseile haben immer eine begrenzte Lebensdauer und müssen daher während des Betriebes in regelmäßigen Abständen überwacht werden, damit sie rechtzeitig vor ihrem Versagen abgelegt werden können.

Konstrukteure von Kranen möchten jedoch möglichst bereits im Projektstadium die Lebensdauer der Drahtseile abschätzen können, um möglicherweise noch Verbesserungen am Seiltrieb vornehmen zu können. Daher führt Casar bereits seit vielen Jahren Berechnungen zur Prognose von Drahtseillebensdauern für seine Kunden durch. Die vorliegende Broschüre soll detailliertes Hintergrundwissen zur Berechnungsmethode liefern und die Möglichkeiten und Grenzen des Prognoseverfahrens aufzeigen.

2. Die Berechnung der Anzahl der ertragbaren Biegewechsel

Bereits der Erfinder des Drahtseiles, Oberbergrat Albert aus Clausthal-Zellerfeld, führte Ermüdungsversuche an Drahtseilen durch, um Unterschiede in den Lebensdauern verschiedener Seilmacharten zu ermitteln und Prognosen für die zu erwartenden Drahtseillebensdauern erstellen zu können.

Drahtseilforscher wie Benoit, Wörnle oder Müller haben in der Folge eine Vielzahl von Dauerbiegeversuchen an Drahtseilen durchgeführt und den Einfluß der wesentlichen Einflußfaktoren auf die Drahtseillebensdauer untersucht. Prof. Feyrer von der Universität Stuttgart hat die Erkenntnisse in einer Formel zusammengefaßt, die es erlaubt, die Lebensdauer von Drahtseilen in Seiltrieben mit hinreichender Genauigkeit zu prognostizieren. Die Feyrer-Formel hat folgende Form:

$$\lg N = b_0 + (b_1 + b_4 \cdot \lg \frac{D}{d}) \cdot (\lg \frac{S d_0^2}{d^2 S_0} - 0.4 \cdot \lg \frac{R_0}{1770}) + b_2 \cdot \lg \frac{D}{d} + b_3 \cdot \lg \frac{d}{d_0} + \frac{1}{b_5 + \lg \frac{1}{d}}$$

In dieser Formel sind

N die Biegewechselzahl,

d der Seilnennendurchmesser,

D der Scheibendurchmesser,

S die Seilzugkraft,

l die Länge der höchstbeanspruchten Seilzone und

R₀ die Drahtnennfestigkeit.

S₀ und d₀ sind die Einheitszugkraft und der Einheitsdurchmesser, die die Brüche dimensionslos machen. Die Faktoren b₀ bis b₅ sind seilspezifische Parameter, die in einer großen Zahl von Dauerbiegeversuchen für jede einzelne Seilkonstruktion getrennt ermittelt werden müssen.

Casar führt bereits seit vielen Jahren Dauerbiegeversuche auf mehreren hauseigenen Prüfständen durch, um diese Parameter für die Casar Spezialdrahtseile zu ermitteln. Mit jedem neuen Versuch wächst die Zahl der Daten, auf die sich die Lebensdauerprognosen abstützen.

2.1 Die mittlere Biegewechselzahl \tilde{N}

Mit Hilfe statistischer Verfahren ist es möglich, die Faktoren b_0 bis b_5 für verschiedene Sicherheiten der Vorhersagen zu ermitteln. Die üblicherweise angegebene mittlere Biegewechselzahl \tilde{N} ist beispielsweise die Biegewechselzahl, die unter den vorgegebenen Bedingungen im Versuch als Mittelwert aller Ergebnisse einer bestimmten Drahtseilkonstruktion erreicht werden würde.

Die mittlere Biegewechselzahl \tilde{N} ist in der Regel der Wert, den der Konstrukteur oder Betreiber eines Kranes wissen möchte. Ihn interessiert, welche Biegewechselzahl er im Mittel erreichen wird. Hierbei muß er jedoch berücksichtigen, daß der Mittelwert ja auch bedeutet, daß bei einer genügend großen Zahl von Versuchen die Hälfte aller Drahtseile diesen Wert überschreiten wird, während die andere Hälfte diesen Wert nicht erreichen wird.

Hieraus leitet sich natürlich ab, daß eine als Mittelwert einer großen Zahl von Versuchen abgeleitete Biegewechselzahl vom Hersteller des Drahtseiles oder vom Hersteller eines Kranes auf keinen Fall für ein einzelnes Drahtseil garantiert werden kann: Bereits das Wort Mittelwert impliziert ja schon, daß die Hälfte aller Seile diesen Wert gar nicht erreichen wird.

2.2 Die Biegewechselzahl N_{10}

Es gibt Fälle, wo es nicht ausreicht zu wissen, daß die Drahtseile im Mittel die errechnete Biegewechselzahl erreichen werden. Man möchte vielmehr eine Biegewechselzahl festlegen, die mit hoher Wahrscheinlichkeit von fast allen aufgelegten Drahtseilen erreicht wird.

Die Streubreite der Versuchsergebnisse von Dauerbiegeversuchen zeigt aber, daß es praktisch unmöglich ist, eine Biegewechselzahl anzugeben, die in jedem Fall erreicht wird. Man errechnet daher eine Biegewechselzahl N_{10} , die mit 95%iger Wahrscheinlichkeit von 90% aller geprüften Drahtseile erreicht wird, während nur 10% aller Drahtseile diesen Wert nicht erreichen.

Es versteht sich von selbst, daß die Biegewechselzahl N_{10} immer kleiner sein muß als die mittlere Biegewechselzahl \tilde{N} .

3. Die Definition eines Biegewechsels

Unter einem Biegewechsel verstehen wir den Wechsel vom geraden Zustand in den gebogenen Zustand und wieder zurück in den geraden Zustand (Symbol ) oder den Wechsel vom gebogenen Zustand in den geraden Zustand und wieder zurück in den gleichsinnig gebogenen Zustand (Symbol ). Bei jedem Lauf über eine Seilscheibe vollführt das entsprechende Seilstück einen vollständigen Biegewechsel (Wechsel vom geraden Zustand in den gebogenen Zustand und wieder zurück in den geraden Zustand), bei jedem Auflaufen auf eine Seiltrommel vollführt es einen halben Biegewechsel (Wechsel vom geraden Zustand in den gebogenen Zustand).

4. Die Definition eines Gegenbiegewechsels

Unter einem Gegenbiegewechsel verstehen wir den Wechsel vom gebogenen Zustand in den geraden Zustand und zurück in einen gegensinnig gebogenen Zustand (Symbol ).

Hinsichtlich der Definition von Gegenbiegewechsels, die nicht in der gleichen Ebene stattfinden, gehen die Meinungen der Fachleute auseinander. So definiert beispielsweise die DIN 15020 in Blatt 1 einen Wechsel vom gebogenen Zustand in den geraden und in einen in einer um 90° versetzten Ebene liegenden gebogenen Zustand (Bild 1a) als einen einfachen Biegewechsel, jedoch einen Wechsel vom gebogenen Zustand in den geraden Zustand und in einen in einer um 120° versetzten Ebene entgegengesetzt gebogenen Zustand (Bild 1b) als einen Gegenbiegewechsel.

Die Praxis zeigt jedoch, daß nicht nur der Winkel zwischen den Biegeebenen darüber entscheidet, ob die Schädigung des Drahtseiles größer ist als bei einem einfachen Biegewechsel, sondern auch der Abstand zwischen den Seilscheiben, die unter einem derartigen Winkel angeordnet sind. So ist bei kurzen Scheibenabständen die Schädigung des Drahtseiles bereits bei Winkeln um 90° erheblich größer als bei einem einfachen Biegewechsel, so daß man hier einen Gegenbiegewechsel annehmen sollte, während bei großen Scheibenabständen selbst bei Winkeln von 120° und mehr oft keine Beeinträchtigung der Seillebensdauer erfolgt, da sich das Drahtseil zwischen den beiden Seilscheiben um diesen Winkel um die eigene Achse drehen kann, so daß es schließlich beide Scheiben im gleichen Biegesinn durchläuft.

Um auf der sicheren Seite zu liegen, sollten entgegen der Empfehlung der DIN 15 020 generell Biegewechsel bei einer Änderung der Biegeebene von 90° und mehr als ein Gegenbiegewechsel gezählt werden.

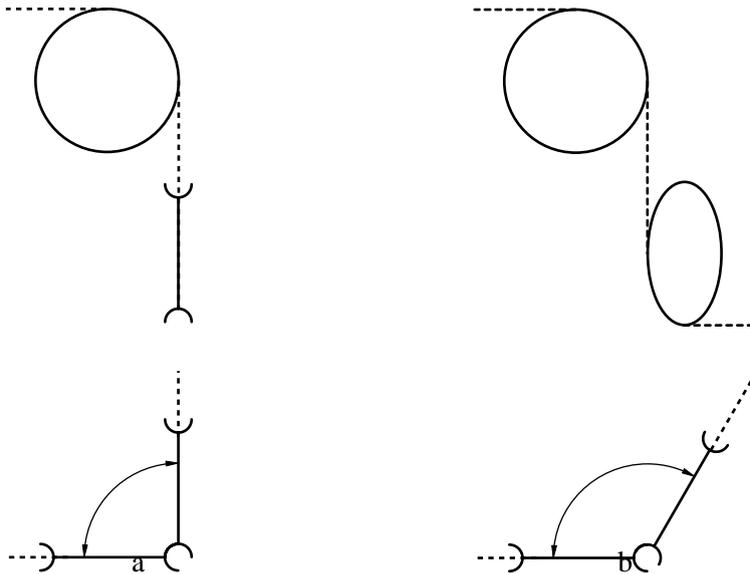


Bild 1: Wechsel der Biegeebene um 90° (a) und um 120° (b)

5. Die Lebensdauerprognosen

Der Autor hat ein Programm geschrieben, welches auf der Basis der Formel von Prof. Feyrer für einen Satz vorgegebener Parameter (Seilkonstruktion, Seilnennendurchmesser, Scheibendurchmesser, Stranglast, Drahtnennfestigkeit und Länge der höchstbeanspruchten Seilzone) die ertragbaren mittleren Biegewechselzahlen \tilde{N} bis Ablegereife und bis Bruch und die mit 95 %iger Wahrscheinlichkeit von 90% aller Seile erreichte Biegewechselzahl N_{10} bis Ablegereife und bis Bruch berechnet.

So errechnen sich beispielsweise für eine vorgegebene Seilkonstruktion mit einem Seilnennendurchmesser von 30mm, einem Scheibendurchmesser von 600mm,

einer Stranglast von 40.000 N, einer Nennfestigkeit von 1770 N/mm² und einer Länge der höchstbeanspruchten Seilzone von 20.000 mm

400.000 Biegewechsel bis Ablegereife und
900.000 Biegewechsel bis Bruch.

Das Programm erlaubt auch eine grafische Darstellung der Ergebnisse in Abhängigkeit von jedem der Einflußfaktoren. Bild 2 zeigt die Darstellung der mittleren Biegewechselzahl bis Ablegereife (untere Kurve) und bis Bruch (obere Kurve) in Abhängigkeit vom Seilnennendurchmesser.

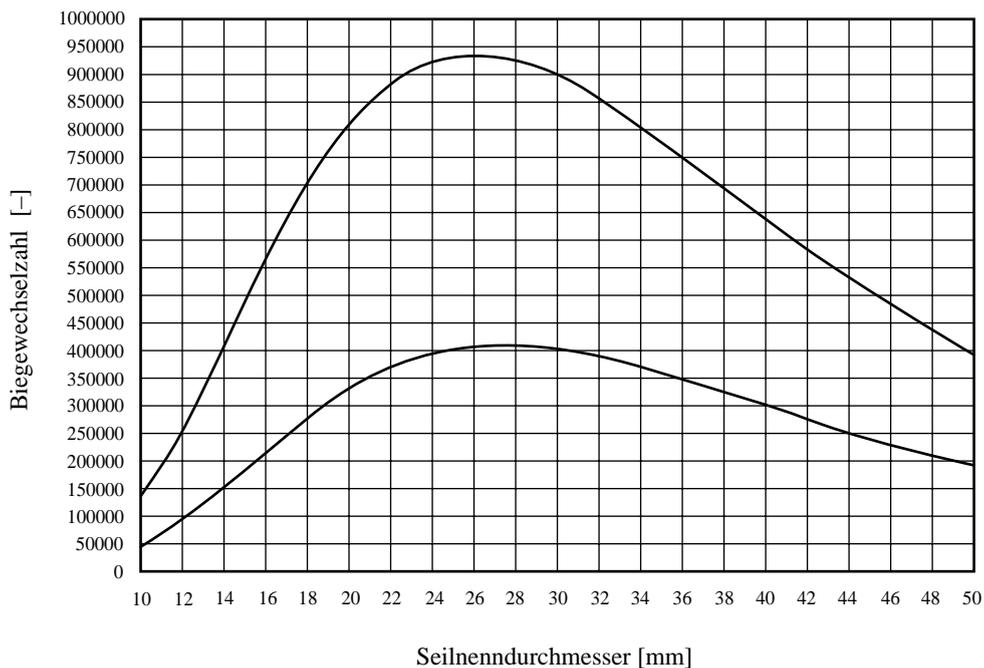


Bild 2: Die Biegewechselzahlen in Abhängigkeit vom Seilnennendurchmesser

Bild 3 zeigt die Biegewechselzahlen bis Ablegereife (untere Kurve) und bis Bruch (obere Kurve) in Abhängigkeit vom Scheibendurchmesser. Mit zunehmendem Scheibendurchmesser steigen die Biegewechselzahlen überproportional an. So

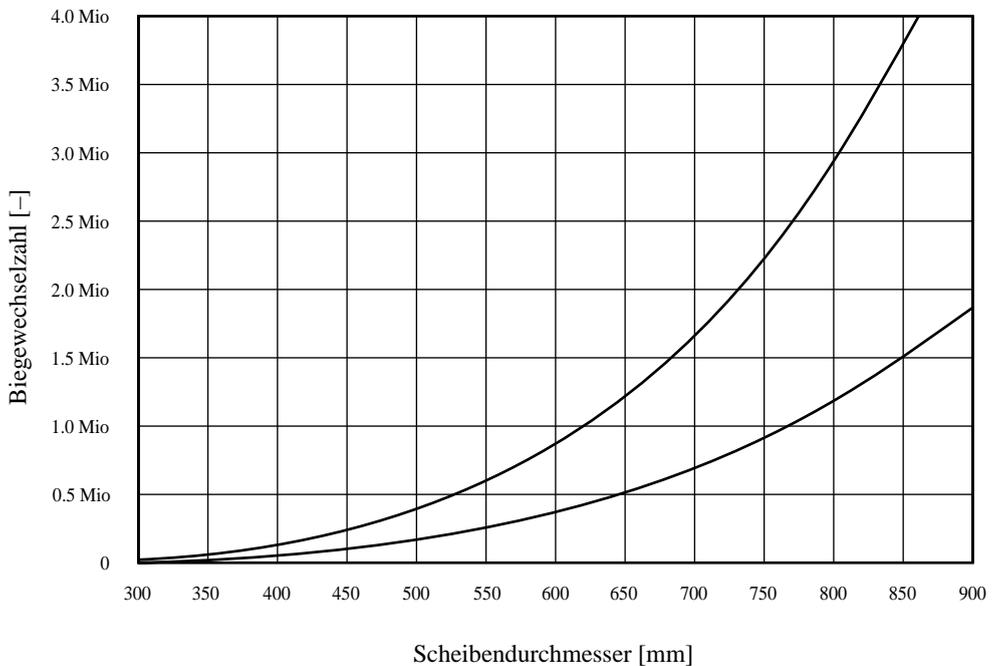


Bild 3: Die Biegewechselzahlen in Abhängigkeit vom Scheibendurchmesser

erzielt im vorliegenden Fall das Drahtseil für einen Scheibendurchmesser von 600 mm eine mittlere Biegewechselzahl bis Ablegereife von 400.000. Durch Vergrößerung des Scheibendurchmessers um nur 25 % auf 750 mm wird die Lebensdauer bereits verdoppelt.

Bild 4 zeigt die Biegewechselzahlen bis Ablegereife (untere Kurve) und bis Bruch (obere Kurve) in Abhängigkeit von der gewählten Stranglast. Das Diagramm zeigt deutlich, daß mit zunehmender Stranglast die Biegewechselzahlen überproportional abnehmen.

6. Der optimale Seilnennendurchmesser

Während die Anzahl der ertragbaren Biegewechsel mit zunehmendem Seilscheibendurchmesser stetig zunehmen (Bild 3) und mit zunehmender Stranglast stetig abnehmen (Bild 4), nehmen die ertragbaren Biegewechselzahlen mit zunehmendem Seilnennendurchmesser zunächst zu, um nach Überschreiten eines Maximalwertes mit

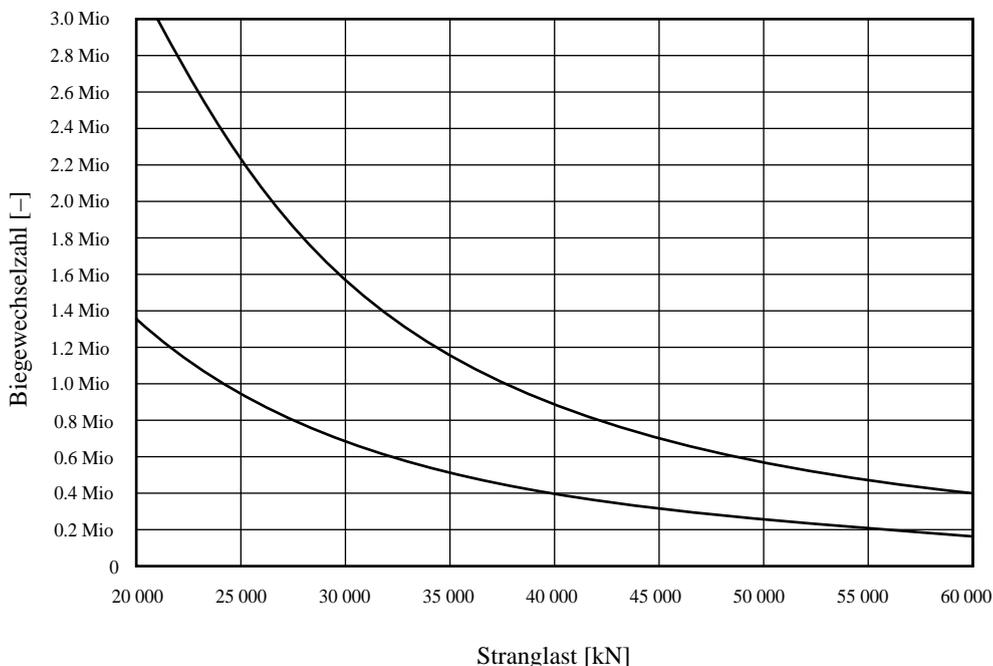


Bild 4: Die Biegewechselzahlen in Abhängigkeit von der Stranglast

weiter zunehmendem Seilnenndurchmesser wieder abzufallen. Den Seilnenndurchmesser, für den die Biegewechselzahlen ihr Maximum erreichen, nennen wir den „Optimalen Seilnenndurchmesser“.

So erreicht in unserem Beispiel ein Seil vom Nenndurchmesser 10 mm bereits bei 50.000 Biegewechseln seine Ablegereife (Bild 2). Zwar arbeitet dieses Seil mit einem Scheibendurchmesser von 600 mm unter einem sehr günstigen D/d- Verhältnis von 60, doch ist die spezifische Zugbeanspruchung unter der gewählten Stranglast von 40.000 N offensichtlich viel zu hoch für ein so dünnes Drahtseil.

Mit zunehmendem Seilnenndurchmesser steigt die Lebensdauer zunächst an. Ein Seil vom doppelten Seilnenndurchmesser, also 20 mm, erreicht seine Ablegereife erst bei etwa 340.000 Biegewechseln, also der nahezu 7-fachen Biegewechselzahl. Zwar hat das D/d- Verhältnis auf 30 abgenommen, aber der tragende Querschnitt des Drahtseiles hat sich vervierfacht und verkraftet die gewählte Stranglast von 40.000 N erheblich besser als das Seil vom Nenndurchmesser 10 mm.

Wenn wir den Seilnenndurchmesser noch einmal verdoppeln, erreichen wir aber

keine weitere Steigerung der Biegewechselzahl: Ein Seil vom Nenndurchmesser 40mm liegt mit einer Biegewechselzahl bis Ablegereife von 300.000 niedriger als das Seil vom Nenndurchmesser 20 mm. Es versagt nicht aufgrund der Stranglast, der Sicherheitsbeiwert liegt nun 16 mal so hoch wie bei dem Seil vom Durchmesser 10 mm. Vielmehr versagt das Seil aufgrund des für den Nenndurchmesser von 40 mm viel zu kleinen Scheibendurchmessers von 400 mm ($D/d = 10$).

Offensichtlich versagen die Seile im linken Teil der Kurve infolge einer zu hohen spezifischen Zugbeanspruchung, die Biegespannungen sind hier klein. Im rechten Teil der Kurve versagen die Seile infolge eines zu kleinen D/d -Verhältnisses, die spezifische Zugbeanspruchung ist hier klein. Dazwischen liegt ein Maximum der Kurve, bei der die Summe der schädigenden Einflüsse aus Zugbeanspruchung und Biegespannung minimal ist. Den Durchmesser, für den die Kurve ein Maximum besitzt, nennen wir, wie gesagt, den „Optimalen Seilnenndurchmesser“.

In Bild 2 liegt der optimale Seilnenndurchmesser bei etwa 27mm. Für diesen Seilnenndurchmesser wird eine mittlere Biegewechselzahl von 410.000 erreicht.

7. Der wirtschaftlichste Seilnenndurchmesser

Ein Konstrukteur sollte keinen Seilnenndurchmesser wählen, der größer als der optimale Durchmesser ist. Er würde mehr Geld für weniger Lebensdauer bezahlen. Er sollte vielmehr einen Seilnenndurchmesser wählen, der geringfügig unterhalb des optimalen Seilnenndurchmessers liegt. In unserem Beispiel (Bild 2) wird mit einem Seilnenndurchmesser von 24mm nahezu die gleiche Lebensdauer erzielt wie für einen Seilnenndurchmesser von 27mm. Der Seildurchmesser ist jedoch um mehr als 10% kleiner als das Optimum. Dies bedeutet, daß bei nahezu gleicher Biegewechselleistung ein erheblich preiswerteres Drahtseil eingesetzt werden kann. Zudem kann auch die Trommelbreite erheblich reduziert werden.

Der wirtschaftlichste Seilnenndurchmesser liegt somit immer geringfügig unterhalb des optimalen Seilnenndurchmessers, beispielsweise bei etwa 90% des optimalen Seilnenndurchmessers.

8. Der Einfluß des Lastkollektivs

Die in einem Seiltrieb zu erzielenden Biegewechselzahlen hängen von einer Vielzahl von Einflußfaktoren ab. So wird beispielsweise ein hochwertiges Drahtseil unter gleichen Betriebsbedingungen mühelos die dreifache Biegewechselzahl einer

einfachen Seilkonstruktion erbringen. Ebenso wird ein gut geschmiertes und regelmäßig nachgeschmiertes Drahtseil in der Regel deutlich bessere Biege- wechselzahlen erzielen als ein nicht oder nur ungenügend geschmiertes Drahtseil gleicher Machart. Ein weiterer wichtiger Einflußfaktor ist natürlich auch die Arbeitsweise des Kranes.

Jedoch schon bei der Einstufung in die Triebwerksgruppen der Norm legt der Konstrukteur fest, ob dem Drahtseil seines Kranes ein langes oder vielleicht nur ein sehr kurzes Leben beschieden sein wird. Von der Einstufung hängt nämlich ab, ob der Seiltrieb die gleiche Last mit einem dicken oder einem dünnen Drahtseil heben wird, und ob dieses Drahtseil über Scheiben mit einem großen oder mit einem kleinen D/d- Verhältnis laufen wird. So werden Drahtseile in der höchsten Triebwerksgruppe etwa 200 mal so viele Biegewechsel erbringen können wie Drahtseile in der niedrigsten Triebwerksgruppe.

Es wurde in der Vergangenheit verschiedentlich vorgeschlagen, in den Normen die für ein Drahtseil zu erwartenden Hubspielzahlen in Abhängigkeit von der Triebwerksgruppe anzugeben. Drahtseile in Seiltrieben der gleichen Triebwerksgruppe weisen jedoch nicht notwendigerweise die gleichen Lebensdauern auf, auch dann nicht, wenn die Seiltriebe völlig identisch sind. Die Ursache hierfür ist, daß Seiltriebe innerhalb der gleichen Triebwerksgruppe mit völlig unterschiedlichen Lastkollektiven arbeiten können.

Bild 5 zeigt die Triebwerksgruppen nach DIN 15020. Wie man sieht, kann ein Seiltrieb mit einer Stranglast von beispielsweise 100.000 N in die Triebwerksgruppe 4m eingeordnet werden, wenn er mit Lastkollektiv "leicht" mehr als 16 Stunden pro Tag arbeitet, aber auch, wenn er mit Lastkollektiv "mittel" über 8 bis 16 oder mit Lastkollektiv "schwer" über 4 bis 8 Stunden täglich arbeitet.

Die Dimensionierung aller drei Seiltriebe erfolgt trotz dieser unterschiedlichen Arbeitsweisen nach der größten auftretenden Stranglast. Diese ist aber in allen drei Fällen gleich, weshalb sich die gleichen minimalen Seildurchmesser ergeben.

Die größte auftretende Stranglast, die natürlich den größten (negativen) Einfluß auf die Seillebensdauer ausübt, tritt aber in den drei Lastkollektiven mit sehr unterschiedlicher Häufigkeit auf. Deshalb wird auch die Seillebensdauer für die drei Seiltriebe, obwohl sie in der gleichen Triebwerksgruppe angesiedelt sind, sehr unterschiedlich ausfallen. Dieser Sachverhalt soll im Folgenden weiter untersucht werden.

Bild 6 zeigt die Auslegung von Seiltrieben für die 9 Triebwerksgruppen der DIN 15 020 für einen üblichen Transport und einen Beiwert $h_2=1,12$ für die

Laufzeitklasse	Kurzzeichen		V006	V012	V025	V05	V1	V2	V3	V4	V5				
	mittl. Laufzeit je Tag in h, bezogen auf 1 Jahr		bis 0,125	üb. 0,125 bis 0,25	über 0,25 bis 0,5	über 0,5 bis 1	über 1 bis 2	über 2 bis 4	über 4 bis 8	über 8 bis 16	über 16				
Lastkollektiv	Nr	Benennung	Erklärung									Triebwerksgruppe			
	1	leicht	geringe Häufigkeit der größten Last		1Em	1Em	1Dm	1Cm	1Bm	1Am	2m	3m	4m		
	2	mittel	etwa gleiche Häufigkeit von kleinen, mittleren und größten Lasten		1Em	1Dm	1Cm	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m		
	3	schwer	nahezu ständig größte Lasten		1Dm	1Cm	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m	5m		

Bild 5: Die Triebwerksgruppen der DIN 15 020

Seilkonstruktion:	Stratoplast									
Füllfaktor:	0.608	Stranglast [N]:		100.000						
Verseilfaktor:	0.87	Art:		übl. Transp.						
Festigkeit:	1960	Beiwert h2:		1.12						
Triebwerksgruppe:	1Em	1Dm	1Cm	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m	
Auslegung nach DIN c- Wert:	0.063	0.067	0.071	0.075	0.085	0.095	0.106	0.118	0.132	
Seildurchmesser d min:	19.92	21.19	22.45	23.72	26.88	30.04	33.52	37.31	41.74	
Seildurchmesser gew:	20	22	23	24	27	31	34	38	42	
Beiwert h1 Rolle:	11.2	12.5	14.0	16.0	18.0	20.0	22.4	25.0	28.0	
Scheibendurchmesser D min:	250	297	353	426	542	673	841	1045	1310	

Bild 6: Die Auslegung der Seiltriebe in den Triebwerksgruppen 1Em bis 5m

Seilscheiben. Die Stranglast wurde mit 100 .000 N bewußt sehr hoch gewählt, um Rundungsfehler bei der Bemessung des Seilnenndurchmessers klein zu halten. Wie man sieht, ergeben sich für die 9 Triebwerksgruppen Seilnenndurchmesser von 20 mm bis 42 mm und Seilscheibendurchmesser von 250 mm bis 1310 mm.

Für alle 9 Triebwerksgruppen wurde die theoretisch ertragbare Biegewechselzahl des aufliegenden Drahtseiles (in diesem Beispiel eines Seiles Casar Stratoplast) für folgende Bedingungen ermittelt:

- Stranglast immer Maximallast
- Stranglasten nach Lastkollektiv "schwer"
- Stranglasten nach Lastkollektiv "mittel"
- Stranglasten nach Lastkollektiv "leicht"

Die Stranglasten der drei Lastkollektive und die Häufigkeiten ihres Auftretens wurden gemäß den numerischen Beispielen der DIN 15 020 gewählt (Bild 7).

Lastkollektiv	Nr	Benennung	Last [%]	Anteil [%]
	1	leicht	100.00	10.00
			44.00	40.00
			16.00	50.00
2	mittel	100.00	16.67	
		77.30	16.67	
		54.70	16.67	
		32.00	50.00	
3	schwer	100.00	50.00	
		63.00	50.00	

Bild 7: Die numerischen Beispiele der Lastkollektive der DIN 15 020, die den Berechnungen zugrundegelegt wurden.

Bild 8 zeigt die ertragbaren Biegewechselzahlen für die Seilscheiben bis Ablegereife und bis Bruch unter Maximallast sowie für Stranglasten gemäß den Lastkollektiven "schwer", "mittel" und "leicht" gemäß Bild 7.

Bild 9 zeigt die Biegewechselzahlen der drei Lastkollektive, bezogen auf die Biegewechselzahlen unter Maximallast, die zu 100% gesetzt wurden. Bild 10 zeigt die errechneten Werte in graphischer Form. Wie man sieht, ergibt sich ein nahezu perfekt linearer Zusammenhang.

Welchen Wert sollte man nun in der Norm für die Berechnung der zu erwartenden Hubspielzahlen zugrundelegen? Unser Drahtseil würde in der Triebwerksgruppe

Triebwerksgruppe	Nur Maximallast		Lastkollektiv schwer		Lastkollektiv mittel		Lastkollektiv leicht	
	Ableger. [-]	Bruch [-]	Ableger. [-]	Bruch [-]	Ableger. [-]	Bruch [-]	Ableger. [-]	Bruch [-]
5 m	1,029,100	2,632,500	1,324,300	3,407,200	3,048,800	7,931,000	6,110,200	16,001,600
4 m	440,400	1,065,100	559,300	1,361,700	1,254,500	3,095,500	2,472,700	6,154,500
3 m	203,400	466,100	255,400	589,600	559,300	1,311,700	1,085,000	2,571,700
2 m	98,700	212,500	122,200	265,300	259,100	573,400	491,600	1,102,400
1 Am	49,900	101,700	61,200	126,000	127,200	267,300	237,700	507,100
1 Bm	25,500	48,400	30,800	59,200	61,800	121,700	112,700	225,800
1 Cm	16,300	28,900	19,400	34,800	37,200	68,700	65,400	123,700
1 Dm	11,000	18,400	12,900	21,900	23,700	41,500	40,300	72,600
1 Em	7,600	12,000	8,800	14,100	15,700	26,100	26,100	44,800

Bild 8: Biegewechselzahlen \tilde{N} bis Ablegereife und bis Bruch unter Maximallast und unter den Stranglasten der drei Lastkollektive

Triebwerksgruppe	Nur Maximallast		Lastkollektiv schwer		Lastkollektiv mittel		Lastkollektiv leicht	
	Ableger. [%]	Bruch [%]	Ableger. [%]	Bruch [%]	Ableger. [%]	Bruch [%]	Ableger. [%]	Bruch [%]
5 m	100	100	129	129	296	301	594	608
4 m	100	100	127	128	285	291	561	578
3 m	100	100	126	126	275	281	533	552
2 m	100	100	124	125	263	270	498	519
1 Am	100	100	123	124	255	263	476	499
1 Bm	100	100	121	122	242	251	442	467
1 Cm	100	100	119	120	228	238	401	428
1 Dm	100	100	117	119	215	226	366	395
1 Em	100	100	116	118	207	217	343	373

Bild 9: Biegewechselzahlen \tilde{N} bis Ablegereife und bis Bruch nach Bild 8, bezogen auf die Biegewechselzahlen unter Maximallast

4m unter Lastkollektiv "schwer" eine etwa 28% höhere Lebensdauer als unter Maximallast erzielen, unter Lastkollektiv "mittel" würde es fast die dreifache Lebensdauer und unter Lastkollektiv "leicht" sogar fast die sechsfache Lebensdauer erreichen!

Selbst in der niedrigsten Triebwerksgruppe 1Em würde das Drahtseil unter Lastkollektiv "mittel" noch die doppelte, unter Lastkollektiv "leicht" sogar noch fast die vierfache Lebensdauer erzielen, die es unter Maximallast erreichen würde!

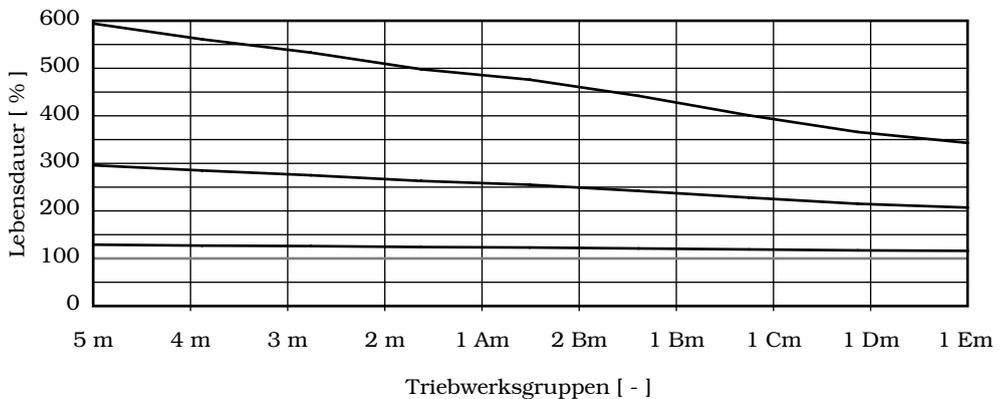


Bild 10: Biegewechselzahlen \tilde{N} bis Ablegereife und bis Bruch der Lastkollektive, bezogen auf die Biegewechselzahlen unter Maximallast

Auch nehmen prinzipiell zwar die ertragbaren Biegewechselzahlen mit zunehmender Triebwerksgruppe zu, jedoch erzielt nach Bild 8 ein Drahtseil mit Lastkollektiv "leicht" in Triebwerksgruppe 3m mit einer Biegewechselzahl von 1.085.000 erheblich höhere Biegewechselzahlen als ein Drahtseil in Triebwerksgruppe 4m mit Lastkollektiv "schwer", welches lediglich 559.300 Biegewechsel erzielt.

Wie man sieht, ist die zu erwartende Biegewechselzahl nicht allein abhängig von der Triebwerksgruppe, sondern viel mehr noch vom Lastkollektiv. Daher ist es nicht sinnvoll, in einer Norm Angaben über die zu erwartende Hubspielzahl ohne eine Berücksichtigung des Lastkollektives zu machen.

9. Die Gewichtung des Gegenbiegewechsels

Erste Vergleiche zwischen Versuchsergebnissen aus Dauerbiegeversuchen mit einfachen Biegewechseln und aus Dauerbiegeversuchen mit Gegenbiegewechseln führten zu der Annahme, daß ein Gegenbiegewechsel ein Drahtseil etwa zweimal so sehr schädigt wie ein einfacher Biegewechsel. Deshalb wurde auch in DIN 15 020 festgelegt, daß ein Gegenbiegewechsel wie zwei einfache Biegewechsel zu zählen sei. Weitere Untersuchungen unter anderen Versuchsbedingungen zeigten jedoch später, daß der schädigende Einfluß des Gegenbiegewechsels um so größer ist, je günstiger die Bedingungen sind, je größer also die zu erwartende Seilebensdauer ist. Die prozentuale Verringerung der Lebensdauer eines Drahtseiles durch einen

Gegenbiegewechsel ist somit umso größer, je größer der Scheibendurchmesser ist und je kleiner die Stranglasten sind.

Nach Feyrer kann die ertragbare Gegenbiegewechselzahl bis Ablegereife und bis Bruch als Funktion der ertragbaren Zahl von einfachen Biegewechseln und dem D/d- Verhältnis nach folgenden Formeln bestimmt werden:

$$\tilde{N}_{A\sim} = 3.635 \cdot \tilde{N}_{A\sim}^{0.671} \cdot (D/d)^{0.499}$$

$$\tilde{N}_{\sim} = 9.026 \cdot \tilde{N}_{\sim}^{0.618} \cdot (D/d)^{0.424}$$

Der Autor hat zusammen mit Herrn Dr. Briem von Casar die Abminderung der Biegewechselzahlen durch einen Wechsel der Biegerichtung für die unterschiedlichen Bedingungen der verschiedenen Triebwerksgruppen der DIN 15020 untersucht. Es wurden die in Kapitel 8 festgelegten Seiltriebe zugrundegelegt. Während Bild 8 die Zahlen der einfachen Biegewechsel zeigt, zeigt Bild 11 die Zahlen der Gegenbiege- wechsel.

Bild 12 zeigt die Gewichtungsfaktoren als Verhältnis der Biegewechselzahlen nach Bild 8 und der Gegenbiegewechselzahlen nach Bild 11. Für das Lastkollektiv "mittel" sind die Gewichtungsfaktoren für die Biegewechselzahlen bis Ablegereife

Trieb- werks- gruppe	Nur Maximallast		Lastkollektiv schwer		Lastkollektiv mittel		Lastkollektiv leicht	
	Ableger. [-]	Bruch [-]	Ableger. [-]	Bruch [-]	Ableger. [-]	Bruch [-]	Ableger. [-]	Bruch [-]
5 m	207,500	344,300	245,700	403,800	430,000	680,600	685,600	1,050,200
4 m	110,900	187,600	130,200	218,300	224,000	362,700	353,100	554,600
3 m	62,500	107,400	72,900	124,200	123,300	203,600	192,300	308,700
2 m	36,400	63,000	42,000	72,300	69,500	116,400	106,900	174,300
1 Am	21,800	38,200	25,000	43,600	40,900	69,400	62,300	103,200
1 Bm	13,100	23,000	14,900	26,000	23,800	40,600	35,600	59,500
1 Cm	9,100	15,800	10,200	17,700	15,800	27,000	23,100	38,800
1 Dm	6,600	11,400	7,300	12,700	11,000	18,800	15,800	26,600
1 Em	4,900	8,300	5,400	9,200	7,900	13,500	11,200	18,800

Bild 11: Gegenbiegewechselzahlen bis Ablegereife und bis Bruch unter Maximal- last und unter den Stranglasten der drei Lastkollektive

Triebwerksgruppe	Nur Maximallast		Lastkollektiv schwer		Lastkollektiv mittel		Lastkollektiv leicht	
	Ableger. [-]	Bruch [-]	Ableger. [-]	Bruch [-]	Ableger. [-]	Bruch [-]	Ableger. [-]	Bruch [-]
5 m	4.96	7.65	5.39	8.44	7.09	11.65	8.91	15.24
4 m	3.97	5.68	4.29	6.24	5.60	8.54	7.00	11.10
3 m	3.25	4.34	3.51	4.75	4.54	6.44	5.64	8.33
2 m	2.71	3.37	2.91	3.67	3.73	4.93	4.60	6.32
1 Am	2.28	2.66	2.44	2.89	3.11	3.85	3.82	4.92
1 Bm	1.94	2.11	2.07	2.28	2.60	3.00	3.17	3.79
1 Cm	1.79	1.83	1.9	1.97	2.35	2.55	2.83	3.19
1 Dm	1.67	1.62	1.76	1.73	2.15	2.21	2.55	2.73
1 Em	1.56	1.44	1.64	1.53	1.98	1.94	2.34	2.38

Bild 12: Gewichtungsfaktoren für Gegenbiegewechsel

als Balkendiagramm dargestellt. Wie man sieht, schädigt ein Gegenbiegewechsel ein Drahtseil in den hochbeanspruchten Triebwerksgruppen 1Em und 1Dm im Lastkollektiv "mittel" etwa zweimal so stark wie ein einfacher Biegewechsel. Unter den Bedingungen der Triebwerksgruppe 2m ist die Schädigung durch den Gegenbiegewechsel bereits fast viermal so groß und schließlich in der Triebwerksgruppe 5m etwa siebenmal so groß.

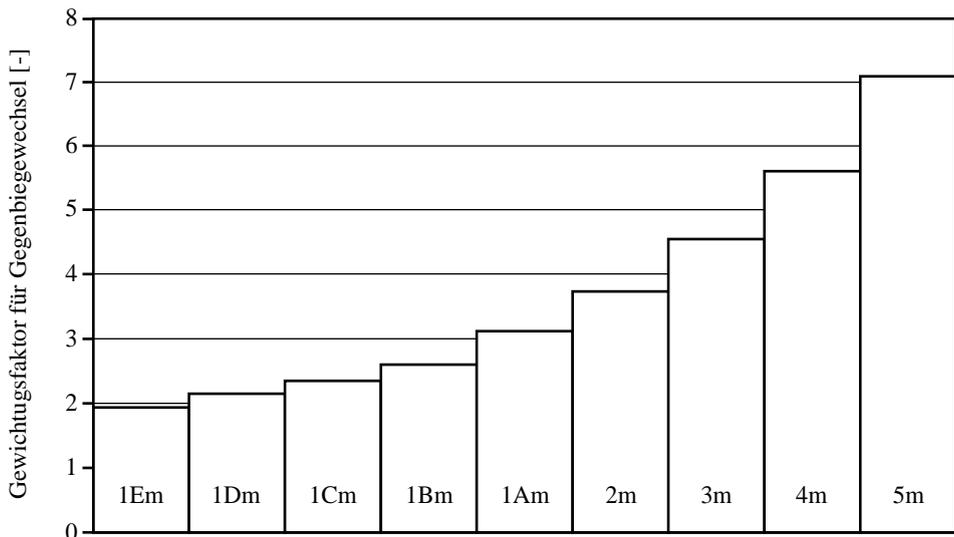


Bild 13: Gewichtungsfaktoren für Gegenbiegewechsel im Lastkollektiv "mittel"

Natürlich variieren die Werte noch innerhalb gewisser Grenzen für die unterschiedlichen Lastkollektive innerhalb einer Triebwerksgruppe und insbesondere auch für unterschiedliche Seilmacharten, jedoch könnten die hier gewonnenen Zahlen als Indikator dafür dienen, daß die bisherige Zählweise (1 Gegenbiegewechsel = 2 Biegewechsel) dem schädigenden Einfluß des Gegenbiegewechsels nur ungenügend Rechnung trägt.

Weiterhin kann aus diesen Berechnungen die Schlußfolgerung gezogen werden, daß insbesondere in Seiltrieben der höheren Triebwerksgruppen Gegenbiegewechsel tunlichst vermieden werden sollten.

10. Vergleich der Drahtseillebensdauern von 4 Hubwerken

Im Folgenden sollen die Lebensdauern der Drahtseile von 4 Hubwerken zum einsträngigen Heben von Lasten miteinander verglichen werden. Alle 4 Hubwerke weisen den gleichen Trommel- und Scheibendurchmesser auf und sind mit einem Drahtseil von gleicher Konstruktion und gleichem Nenndurchmesser bestückt. Auch die Arbeitsweise aller 4 Hubwerke ist identisch.

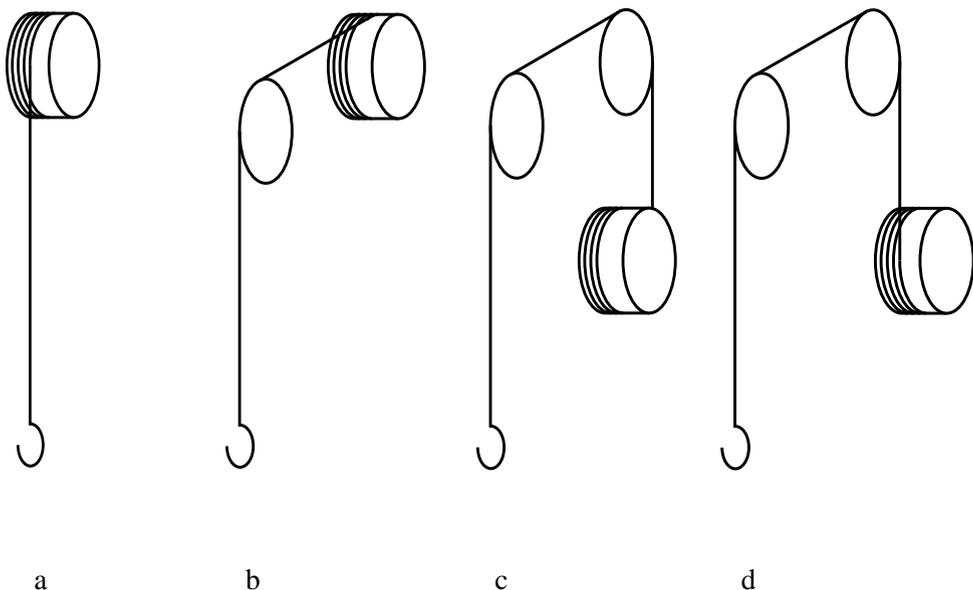


Bild 14: 4 Hubwerke

In Hubwerk 1 (Bild 14a) läuft das Drahtseil direkt auf die Seiltrommel auf. Bei jedem Hubvorgang machen die Seilzonen, die auf die Trommel auflaufen, einen halben Biegewechsel. Beim Senken vollführen sie einen weiteren halben Biegewechsel, so daß bei jedem Hubspiel ein Biegewechsel vollführt wird (Bild 15).

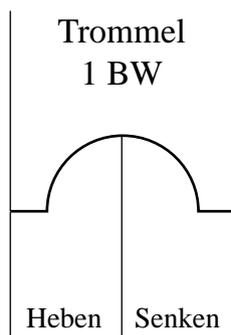


Bild 15: Hubwerk 1 vollführt bei jedem Hubspiel 1 Biegewechsel

In Hubwerk 2 (Bild 14b) läuft die höchstbeanspruchte Zone des Drahtseiles beim Hubvorgang zunächst über eine Seilscheibe und vollführt dort einen vollständigen Biegewechsel. Im Anschluß läuft sie auf die Trommel auf und vollführt einen weiteren halben Biegewechsel. Beim Senken vollführt das gleiche Seilstück noch einen halben Biegewechsel beim Abfließen von der Trommel und einen weiteren Biegewechsel beim Lauf über die Seilscheibe, so daß in der Summe je Hubspiel 3 Biegewechsel erzeugt werden (Bild 16).

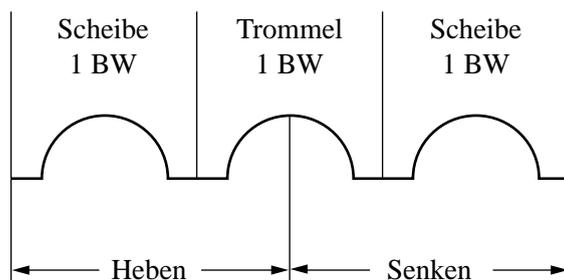


Bild 16: Hubwerk 2 vollführt bei jedem Hubspiel 3 Biegewechsel

In Hubwerk 3 (Bild 14c) läuft die höchstbeanspruchte Zone des Drahtseiles beim Hubvorgang zunächst über zwei Seilscheiben und vollführt dort je einen vollständigen Biegewechsel. Im Anschluß läuft es auf die Trommel auf und vollführt einen weiteren halben Biegewechsel. Beim Senken vollführt das gleiche Seilstück noch einen halben Biegewechsel beim Abfließen von der Trommel und zwei weitere Biegewechsel beim Lauf über die Seilscheiben, so daß in der Summe je Hubspiel 5 Biegewechsel erzeugt werden (Bild 17).

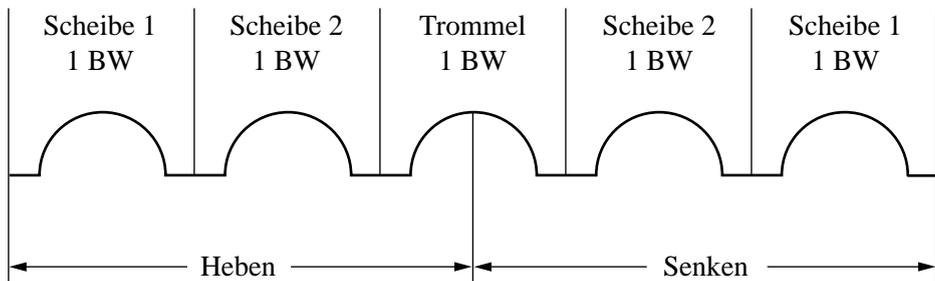


Bild 17: Hubwerk 3 vollführt bei jedem Hubspiel 5 Biegewechsel

In Hubwerk 4 (Bild 14d) ist die Biegewechselfolge ähnlich wie in Hubwerk 3, jedoch hat der Konstrukteur die Trommel so angeordnet, daß das Drahtseil beim Abfließen von der zweiten Seilscheibe und dem Auflaufen auf die Trommel einen Gegenbiegwechsel vollführt.

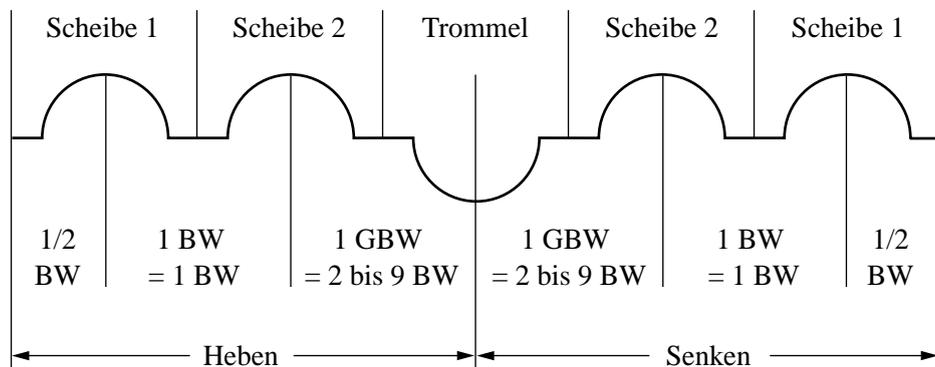


Bild 18: Hubwerk 4 vollführt bei jedem Hubspiel 7 bis 21 Biegewechsel

Hier vollführt das höchstbeanspruchte Seilstück je Hubspiel somit 3 Biegewechsel und 2 Gegenbiegewechsel (Bild 18). Je nach Gewichtung der Gegenbiegewechsel (abhängig von den Betriebsbedingungen schädigt 1 Gegenbiegewechsel das Drahtseil so sehr wie 2 bis 9 Biegewechsel, siehe Bild 12) erleidet das höchstbeanspruchte Seilstück hier somit zwischen 7 und 21 Biegewechsel.

Bei jedem vollständigen Hubspiel (= 1 x Heben, 1 x Senken) werden somit je nach Ausführungsform der Krane 1, 3, 5 oder 7 bis 21 Biegewechsel erzeugt. Nehmen wir nun einmal an, daß Hubwerk 1 eine Drahtseillebensdauer von 24 Monaten erzielt (Bild 19). Bei gleicher Arbeitsweise würde Hubwerk 2 die dreifache Biegewechselzahl erzeugen, was die Lebensdauer des Drahtseiles auf 8 Monate reduzieren würde. Hubwerk 3 würde die 5-fache Biegewechselzahl erzeugen, hier würde die Drahtseillebensdauer auf unter 5 Monate absinken. Hubwerk 4 würde die 7- bis 21-fache Biegewechselzahl erzeugen, weshalb die Drahtseillebensdauer auf 3 1/2 Monate bis 5 Wochen sinken würde.

Wie man sieht, ist die Drahtseillebensdauer also nicht nur vom D/d-Verhältnis, von den Stranglasten, von der Qualität der Seilkonstruktion oder der Arbeitsweise des Kranes abhängig: Die Zahl und Anordnung der Seilscheiben im System spielt natürlich eine mindestens ebenso wichtige Rolle.

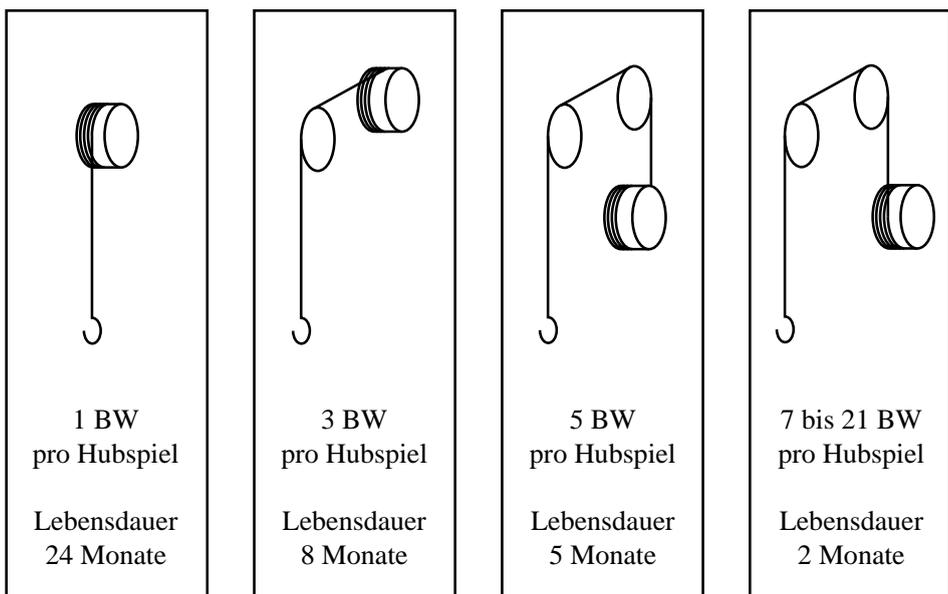


Bild 19: Die durchschnittliche Lebensdauer der Drahtseile der 4 Hubwerke

11. Die Ermittlung der höchstbeanspruchten Seilzone

Nicht alle Zonen eines Drahtseiles werden den gleichen Biegewechselbeanspruchungen unterworfen. Die 3 Totwindungen auf der Trommel, beispielsweise, werden nach dem Auflegen des Drahtseiles überhaupt nicht mehr bewegt. Andere Seilzonen werden beim Heben und Senken zwar auf die Trommel auf- und von dieser wieder ablaufen, ansonsten aber über keine weiteren Seilscheiben gebogen werden. Andere Seilzonen laufen zunächst über verschiedene Seilscheiben und dann auf die Seiltrommel auf, um dann beim Senken die gleichen Biegewechsel in umgekehrter Reihenfolge zu vollführen.



Bild 20: Viersträngig eingesichertes Hubwerk

Mit großer Wahrscheinlichkeit wird das Drahtseil nach einer gewissen Laufzeit nicht an einer der weniger beanspruchten Zonen versagen, sondern die Ablegereife zuerst in der Zone erreichen, die die höchste Biegewechselzahl je Hub vollführt.

Wo sich diese höchstbeanspruchte Seilzone befindet, hängt nicht allein von der Geometrie, sondern auch von der Arbeitsweise des Seiltriebes ab. Die Ermittlung der höchstbeanspruchten Seilzone ist daher nicht ganz einfach und wird zweckmäßigerweise mit Hilfe eines Computers errechnet. Die Vorgehensweise soll im Folgenden an dem einfachen Beispiel eines 4-strängig eingesicherten Seiltriebes nach Bild 20 erfolgen.

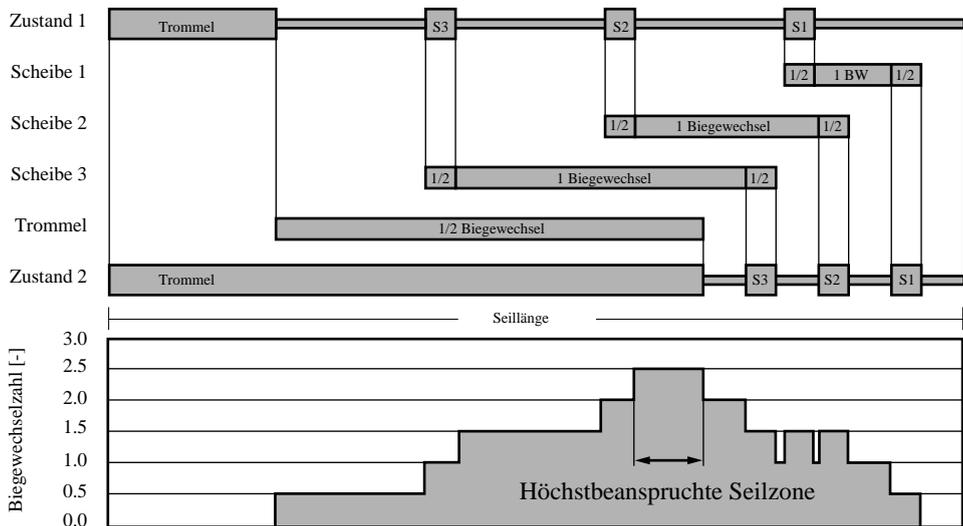


Bild 21: Die Ermittlung der höchstbeanspruchten Seilzone

Bild 21 zeigt in der oberen Hälfte unter „Zustand 1“ die Seillänge des Kranes in tiefster Hakenstellung. Ein Teil der Seillänge befindet sich auf der Trommel, drei weitere Zonen befinden sich zu Beginn des Hubvorgangs auf den Seilscheiben S1, S2 und S3.

Unter "Zustand 2" zeigt das Bild die Seillänge in höchster Hakenstellung. Eine große Seillänge befindet sich nun auf der Trommel, 3 gleich große Seilzonen befinden sich wiederum auf den Seilrollen S1, S2 und S3, die nun einen erheblich kleineren Abstand voneinander aufweisen. Die Vorgehensweise des Computers bei der Berechnung der höchstbeanspruchten Seilzone ist nun wie folgt:

Die Seilstrecke, die sich in Zustand 2 auf der Trommel befindet, sich aber in Zustand 1 noch nicht auf der Trommel befunden hat, wurde offensichtlich bei dem Hubvorgang auf die Trommel aufgewickelt und hat deshalb einen halben Biegewechsel vollführt.

Alle Seilzonen, die sich in Zustand 2 links von Scheibe S3 befinden, sich in Zustand 1 aber noch rechts von Scheibe S3 befunden haben, sind offensichtlich während des Hubvorgangs über Scheibe 3 gelaufen und haben deshalb einen ganzen Biegewechsel vollführt. In analoger Weise werden für Scheibe 2 und Scheibe 1 die Zonen ermittelt, die während des Hubvorgangs je einen Biegewechsel vollführt haben.

Alle Zonen, die sich im Zustand 2 auf Scheibe 3 befinden, sich in Zustand 1 aber nicht auf Scheibe 3 befunden haben, sind offensichtlich beim Hubvorgang auf Scheibe 3 aufgelaufen, aber nicht wieder von ihr abgelassen. Sie haben daher während des Hubvorgangs einen halben Biegewechsel vollführt.

Alle Zonen, die sich im Zustand 1 auf Scheibe 3 befunden haben, sich in Zustand 2 aber nicht mehr auf Scheibe 3 befinden, sind offensichtlich während des Hubvorgangs von Scheibe 3 abgelassen und haben dabei einen halben Biegewechsel vollführt.

Diese Vorgehensweise zur Berechnung der halben Biegewechsel auf den Seilscheiben wird in analoger Weise ebenfalls für die Scheiben S2 und S1 durchgeführt.

Im Anschluß an diese Berechnungen erfolgt eine Aufsummierung aller Biegewechsel über der Seillänge, wie dies im unteren Teil von Bild 21 erfolgt ist.

Beim Senken findet der gleiche Vorgang in entgegengesetzter Reihenfolge statt, so daß sich für ein volles Hubspiel die Biegewechselzahl gegenüber der im unteren Teil von Bild 21 dargestellten Zahlen verdoppelt.

Wenn es eine Seilzone gäbe, die während eines Hubvorganges über alle 3 Seilscheiben und anschließend auf die Trommel auflaufen würde, so wäre die maximal auftretende Biegewechselzahl beim Heben $3 \frac{1}{2}$ (jeweils 1 Biegewechsel für die 3 Scheiben und ein halber Biegewechsel für die Trommel). Wie jedoch der obere Teil von Bild 21 zeigt, gibt es keine Seilzone, die über alle 3 Scheiben läuft. Die höchst beanspruchte Seilzone ist vielmehr eine Zone, die über die Scheiben 2 und 3 und anschließend auf die Trommel aufläuft. Die maximale Biegewechselzahl errechnet sich somit zu $2 \frac{1}{2}$ für den Hubvorgang und zu 5 für das gesamte Hubspiel. Im unteren Teil von Bild 21 ist die höchstbeanspruchte Seilzone, die diese Biegewechselzahl erleidet, eingezeichnet. In dieser Zone wird das Drahtseil, sofern keine anderen wesentlichen Einflußfaktoren vorliegen, zuerst die Ablegereife erreichen.

12. Die Palmgren- Miner- Regel

Die Schadensakkumulationshypothese von Palmgren und Miner war zunächst entwickelt worden, um Lebensdauern von Kugellagern zu berechnen. Später konnte gezeigt werden, daß sich die Palmgren- Miner- Regel auch auf Drahtseile anwenden läßt. Sie besagt hier, daß sich die relativen (d. h. auf die ertragbaren Biegewechselzahlen bezogenen) Biegewechselzahlen eines Drahtseiles bei Ablegereife bzw. bei Bruch zu 1 addieren.

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = 1$$

Hierbei ist n_i die Zahl der Biegewechsel unter Bedingung i und N_i die unter diesen Bedingungen ertragbare Zahl von Biegewechseln.

Die Anwendung der Palmgren- Miner- Regel soll an zwei einfachen Beispielen erläutert werden:

1. Beispiel:

Ein Drahtseil vollführt bei jedem Hubvorgang unter einer Stranglast von 10t einen Biegewechsel über eine Seilscheibe. Beim Senken vollführt es einen weiteren Biegewechsel unter einer Stranglast von 4t.

Die Ablegereife errechnet sich für eine Stranglast von 10t zu $N_1 = 30.000$ Biegewechseln, für eine Stranglast von 4t zu $N_2 = 210.000$ Biegewechseln. Wieviele vollständige Hubspiele (= 1x Heben unter 10t, 1x Senken unter 4t) kann das Drahtseil bis zum Erreichen der Ablegereife vollführen?

Mit $n_1 = n_2 = n$ ergibt sich nach Palmgren- Miner:

$$n/30.000 + n/210.000 = 1, \text{ und hieraus folgt } n = 26.250.$$

Die Zahl der vollständigen Hubspiele bis zum Erreichen der Ablegereife ist 26.250.

2. Beispiel:

Ein Drahtseil läuft bei jedem Hubspiel über 4 Seilscheiben vom Durchmesser 400mm und über 2 Seilscheiben vom Durchmesser 280mm.

Die ertragbare Biegewechselzahl bis Ablegereife beträgt für die Seilscheibe von 400mm Durchmesser $N_1 = 300.000$, für die Seilscheibe von 280mm $N_2 = 100.000$. Wieviele Hubspiele kann das Drahtseil bis zum Erreichen der Ablegereife vollführen?

Mit $n_1 = 4n$ und $n_2 = 2n$ folgt

$$4n/300.000 + 2n/100.000 = 1, \text{ und hieraus folgt } n = 30.000.$$

Das Drahtseil kann 30.000 Hubspiele bis zum Erreichen der Ablegereife vollführen.

13. Einflußfaktoren, die nicht berücksichtigt werden

13.1 Korrosion

Es versteht sich von selbst, daß ein starker Korrosionseinfluß die Lebensdauer eines laufenden Drahtseiles deutlich herabsetzen kann. Bei Einwirkung von Korrosion ist also mit einer Abweichung von den Prognosen zu rechnen.

13.2 Schmierung

Das Schmiermittel des Drahtseiles hat einerseits die Aufgabe, eine Korrosion des Drahtseiles zu verhindern. Andererseits soll sie den Reibwert zwischen den Seildrähten reduzieren, um eine bessere Verschieblichkeit der Seilelemente bei der Biegung des Drahtseiles zu gewährleisten. Bei unzureichender Schmierung des Drahtseiles ist mit einem Abfall der Seillebensdauer zu rechnen.

13.3 Abrieb

Die seilspezifischen Parameter b_0 bis b_5 wurden, wie oben erläutert, in Dauerbiegeversuchen auf Prüfständen ermittelt. Ein Abrieb in der Größenordnung, wie er durch die Relativbewegung zwischen den Seilelementen und zwischen Drahtseil und Seilscheibe erzeugt wird, hat somit das Ergebnis mitgeprägt. Übermäßiger Verschleiß, wie er zum Beispiel beim Fördern abrasiver Stoffe entsteht, kann jedoch die Lebensdauer unter den berechneten Wert herabsetzen.

13.4 Rillenmaterial

Die Dauerbiegeversuche zur Ermittlung der seilspezifischen Parameter werden auf Stahlrollen durchgeführt. Für andere Rillenwerkstoffe kann sich ein anderes Drahtseilverhalten ergeben.

13.5 Rillenform

Die Rillen der Seilscheiben sollten einen Durchmesser von Seilnennndurchmesser +6% bis +8% aufweisen. Die Dauerbiegeversuche zur Ermittlung der seilspezifischen Parameter werden mit Rillendurchmessern von Seilnennndurchmesser + 6% durch-

geführt. Bei zu engen oder zu weiten Rillen wird in jedem Fall ein Abfall der Seillebensdauer eintreten. Einige Autoren geben auf der Basis von Laborversuchen Abminderungsfaktoren für die Seillebensdauer in Abhängigkeit vom Rillenmaß an. Der Autor ist jedoch der Meinung, daß die in der Praxis auftretenden Reduktionen der Seillebensdauer infolge falscher Rillengeometrie größer ausfallen als im Versuch. Auf dem Prüfstand kann sich das Drahtseil der Seilrille anpassen, indem es sich auf der kurzen Prüflänge entsprechend verformt. In der Praxis wird es aber in der Regel jedesmal mit anderen Bereichen des Umfangs in der Rille zu liegen kommen, so daß dies dort nicht möglich sein wird.

13.6 Ablenkwinkel

Wenn ein Drahtseil unter einem Ablenkwinkel auf eine Seilscheibe aufläuft, berührt es zunächst die Flanke der Scheibe und rollt dann in den Rillengrund hinab. Die hierbei in das Drahtseil eingebrachte Verdrehung wirkt sich in der Regel negativ auf die Lebensdauer des Drahtseiles aus. Es wurden verschiedentlich Abminderungsfaktoren für die Drahtseillebensdauer in Abhängigkeit vom Ablenkwinkel vorgeschlagen. Auch hier ist der Autor jedoch der Meinung, daß diese ausschließlich in Laborversuchen ermittelten Faktoren die Realität nicht abbilden.

Das Maß der Schädigung des Drahtseiles durch die an einer Stelle eingebrachte Verdrehung ist nämlich nicht nur abhängig vom Maß der Verdrehung, sondern auch von der Seillänge, die diese Verdrehung aufnehmen muß. Die gleiche Verdrehung um 360° ist beispielsweise vernachlässigbar, wenn sie sich auf 100m Seillänge verteilen kann. Sie kann jedoch eine deutliche Herabsetzung der Seillebensdauer bewirken, wenn sie in ein 10m langes Seilstück eingebracht wird.

13.7 Zugschwellbeanspruchungen

Ein Drahtseil ermüdet nicht nur infolge von Biegewechseln beim Lauf über Seilscheiben oder Seiltrommeln, sondern auch durch wiederholte Änderungen der Zugkraft. Daher hat auch ein stehendes Drahtseil, welches niemals über eine Seilscheibe läuft, also beispielsweise ein Abspannseil eines Kranauslegers, nur eine begrenzte Lebensdauer, die allerdings in der Regel um ein Vielfaches höher liegt als die Lebensdauern der laufenden Drahtseile der gleichen Anlage. Die Berechnung der Lebensdauer von durch schwellende Zugbeanspruchung beanspruchten Drahtseilen wird Gegenstand einer eigenständigen Broschüre sein.

Bei laufenden Drahtseilen erfolgt natürlich in den meisten Fällen vor und nach dem Lauf über die Seilscheiben eine Zugkraftänderung im Drahtseil durch die Aufnahme und das Absetzen der Last. Unter der Voraussetzung, daß die Zahl der Biegewechsel je Hubspiel groß ist und die Schädigung des Drahtseiles durch die Zugkraftänderung eine Größenordnung kleiner ist als die Schädigung durch einen Biegewechsel, kann der Einfluß der Zugkraftänderung auf die Lebensdauer eines laufenden Drahtseiles jedoch vernachlässigt werden.

So sei beispielweise für einen Seiltrieb die Zahl der ertragbaren Biegewechsel bis Ablegereife unter Lastniveau beim Lauf über eine Seilscheibe $\tilde{N}_A = 100.000$. Wenn nun das Drahtseil bei jedem Hubspiel unter Lastniveau über 5 Seilscheiben hin- und über 5 Seilscheiben zurückläuft und somit je Hubspiel 10 Biegewechsel vollführt, so erzielt es rein rechnerisch ohne Berücksichtigung der Zugkraftänderung seine Ablegereife nach 10.000 Hubspielen.

Bei jedem dieser Hubspiele wird das Drahtseil jedoch zusätzlich durch die Zugkraftänderung von Grundniveau auf Lastniveau und zurück auf Grundniveau geschädigt. Diese Zugkraftänderung kann das Drahtseil bis zum Erreichen der Ablegereife beispielsweise $\tilde{N}_{AZ} = 1$ Million mal ertragen. Nach Palmgren- Miner addieren sich die Schädigungen in folgender Weise:

$$1/N = 10/100.000 + 1/100.000, \text{ oder}$$

$$N = 9.900$$

Wie man sieht, ändert sich das Ergebnis durch die Berücksichtigung der Zugkraftänderung um lediglich 1%.

13.8 Immer wiederkehrende Bewegungen im automatischen Betrieb

Eine Zugkraftvergrößerung verlängert ein Drahtseil, eine Zugkraftverringerung verkürzt es. Diese Längenänderung erfolgt über den größten Teil der Seillänge ohne jede äußere Behinderung, und der schädigende Effekt einer solchen Zugkraftänderung kann einfach in Zugschwellversuchen simuliert werden. Anders sieht es jedoch aus an den Stellen des Drahtseiles, die zum Zeitpunkt der Zugkraftänderung gerade auf einer Seilscheibe oder auf der ersten Windung der Seiltrommel liegen. Diese Seilzonen können sich nur verlängern oder verkürzen, wenn sie Bewegungen relativ zu ihrer Unterlage ausführen. Diese Rutschbewegungen gehen immer einher mit

zusätzlichen Spannungen im Drahtseil und mit Verschleiß sowohl auf der Seiloberfläche als auch auf der Oberfläche der Seilscheibe oder Seiltrommel.

Wenn der Lastaufnahme- oder Lastabgabepunkt immer wechselt, verteilen sich die schädigenden Zusatzbeanspruchungen auf der Seillänge. Wenn eine bestimmte Seilzone beispielsweise nur bei jeder zwanzigsten Lastaufnahme auf einer Seilscheibe aufliegt und über seine Auflagestelle rutschen muß, um sich zu verlängern, so ist dieser Einfluß auf die Seillebensdauer vernachlässigbar.

Nicht vernachlässigt werden kann die Zugkraftänderung jedoch dann, wenn der Seiltrieb, beispielsweise im Automatenbetrieb, die Zugkraftänderungen immer an den gleichen Stellen erfährt. In diesem Fall werden immer die gleichen Seilzonen mit zusätzlichen Spannungen beaufschlagt und verstärktem Verschleiß unterworfen. Dies ist einer der Gründe, warum automatisch arbeitende Anlagen mit immer wiederkehrenden Bewegungen deutlich schlechtere Seillebensdauern erzielen als vergleichbare Anlagen mit stochastischer Arbeitsweise. Bild 22 zeigt eine im Lastaufnahme- und abgabepunkt vom Drahtseil durchgesägte Seiltrommel. Es versteht sich von selbst, daß hier auch das Drahtseil stark verschlissen worden ist.

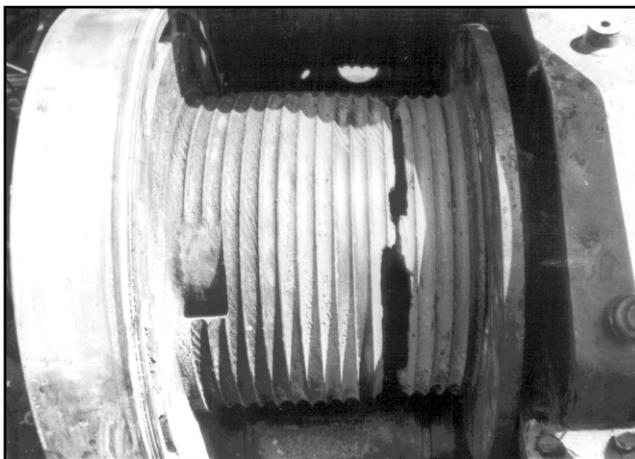


Bild 22: Im Lastaufnahme- und abgabepunkt vom Drahtseil durchgesägte Seiltrommel.

Zwar gibt es erste Untersuchungen über den Einfluß der zusätzlichen Schädigungen im Lastaufnahme- und abgabepunkt. Jedoch sind sie nach Meinung des Autors noch nicht so abgesichert, daß sie in einer Berechnung berücksichtigt werden können.

14. Die Optimierung eines Seiltriebes

Die hier diskutierte Software ermöglicht nicht nur die Vorausberechnung einer Drahtseillebensdauer unter vorgegebenen Randbedingungen, sondern sie ermöglicht auch die Optimierung eines Seiltriebes in Bezug auf eine maximale Seillebensdauer oder in Hinblick auf minimale Kosten oder minimale Baumaße bei vorgegebener Drahtseillebensdauer.

So soll beispielsweise der Seiltrieb aus Bild 14b, bestehend aus einer Trommel und einer Seilscheibe, im Mittel 200.000 Hubspiele bis zur Ablegereife der Drahtseile durchführen können. Seiltrommel, Getriebe und Motor sollen möglichst klein ausgeführt werden. Wie Bild 16 zeigt, werden je Hubspiel zwei Biegewechsel auf der Seilscheibe und ein Biegewechsel auf der Seiltrommel durchgeführt.

Mit Hilfe der Software kann berechnet werden, um wieviel der Scheibendurchmesser zunehmen muß, um die durch die Verkleinerung des Trommeldurchmessers hervorgerufene Verringerung der Seillebensdauer zu kompensieren (Bild 23).

Zunächst wird berechnet, wieviele Biegewechsel das Drahtseil unter den vorgegebenen Bedingungen auf der Trommel mit dem vorgegebenen Durchmesser absolvieren kann. Anschließend wird nach Palmgren- Miner die zum Erreichen der gewünschten 200.000 Hubspiele erforderliche Biegewechselzahl auf der Seilscheibe und zuletzt aus diesem Wert der hierfür erforderliche Seilscheibendurchmesser errechnet.

Trommel- durchmesser [mm]	BW- Zahl Trommel [-]	BW- Zahl Scheibe [-]	Scheiben- durchmesser [mm]
500	600.000	600.000	500
475	501.600	665.300	515
450	415.000	720100	530
425	339.600	973100	575
400	274.600	1.472.400	645

Bild 23: Kombinationen von Trommel- und Scheibendurchmesser, die jeweils 200.000 Hubspiele erzielen

15. Schlußbemerkung

Casar und der Autor werden Ihnen auch in Zukunft gerne Lebensdauerprognosen als Dimensionierungshilfe im Projektstadium oder zur Bewertung bereits bestehender Seiltriebe erstellen. Wie bereits mehrfach erwähnt, können die berechneten Werte aufgrund der statistischen Natur der Vorhersagen und aufgrund der Vielzahl zusätzlicher Einflußmöglichkeiten auf keinen Fall garantiert werden.

Für eine Lebensdauerberechnungen werden benötigt:

1. möglichst detaillierte Unterlagen über die Seilführung (Skizze und eventuell Konstruktionszeichnungen) und die Arbeitsweise der Anlage
2. Angabe der Seilkonstruktion (z. B. Casar Stratoplast Kreuzschlag, 1770N/mm²)
2. Angabe des Seilnennendurchmessers (z. B. 20 mm)
3. Angabe der Scheibendurchmesser (z. B. 500 mm)
4. Angabe des Trommeldurchmessers (z. B. 400 mm)
5. Angabe der Stranglast (z. B. 20.000 N) oder des Lastkollektivs per Strang (z. B. 10.000 N in 60% der Hubspiele, 25.000 N in 40% der Hubspiele)

Natürlich versteht es sich von selbst, daß die uns zum Zwecke der Berechnungen gemachten Angaben und die uns überlassenen Konstruktionsdetails absolut vertraulich behandelt werden.

Kommentare und Verbesserungsvorschläge schicken Sie bitte an den Autor dieser Schrift:

Dipl.- Ing Roland Verreet
Ingenieurbüro für Fördertechnik
Grünenthaler Str. 40a
D- 52072 Aachen
Tel. 02 41- 17 31 47
Fax 02 41- 12 98 2
e-mail: R.Verreet@t-Online.de



**Lloyd's
Register**



CASAR

CASAR DRAHTSEILWERK SAAR GMBH

Casarstrasse 1 • D-66459 Kirkel

Postfach 1187 • D-66454 Kirkel

Verkauf Inland:

Tel.: + 49-(0)6841 / 8091-320

Fax: + 49-(0)6841 / 8091-329

E-mail: verkauf.deutschland@casar.de

Verkauf Export:

Tel.: + 49-(0)6841 / 8091-350

Fax: + 49-(0)6841 / 8091-359

E-mail: sales.export@casar.de

<http://www.casar.de>